

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Mentor
Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović
Doc. dr. sc. Željko Tuković

Mario Klun

Zagreb, 2010.

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu predložena je optimalna varijanta postrojenja s Organskim Rankineovim ciklusom (ORC) za iskorištavanje otpadne topline iz motora s unutarnjim izgaranjem. Nakon toga slijedi termodinamički proračun ORC-a, tj. njegovih sastavnih dijelova (izmjenjivači topline), kao i proračun izgaranja u motoru s unutarnjim izgaranjem, kao polaznom jedinicom cijelog postrojenja.

Sam fokus rada je konstrukcija parne turbine koja koristi organski radni medij – izopentan, a uključivat će termo i aerodinamički proračun turbine te profiliranje turbinskih lopatica. Jedan od važnih koraka nakon ovih navedenih je numerička simulacija strujanja u posljednjem stupnju turbine kako bi se mogle istražiti strujne karakteristike statorsche i rotorske rešetke.

Rad uključuje i konceptijski montažni crtež proračunate turbine.

SADRŽAJ

Sažetak.....	I
Sadržaj.....	II
Popis slika.....	IV
Popis tablica.....	VII
Popis oznaka i mjernih jedinica fizikalnih veličina.....	VIII
1. Uvod.....	1
1.1. Princip rada ORC-a.....	1
1.2. Poboljšanje organskog Rankineovog ciklusa.....	1
1.3. Primjena ORC-a.....	2
1.4. Izbor radnog fluida.....	2
2. Optimalna varijanta ORC-a i njegov termodinamički proračun.....	6
2.1. Prijedlog optimalne varijante postrojenja.....	6
2.1.1 Kratak opis postrojenja.....	7
2.1.2. Ograničenja pojedinih komponenata sustava.....	8
2.2. Proračun izmjenjivača topline.....	9
2.2.1. Izmjenjivač topline 1 (rashladna voda – izopentan).....	9
2.2.2. Izmjenjivač topline 1 DH – dodatno hlađenje iza izmjenjivača 1 (rashladna voda – PTV).....	29
2.2.3. Izmjenjivač topline 3 – isparivač (dimni plinovi – izopentan).....	40
2.2.4. Izmjenjivač topline 2 (dimni plinovi – izopentan).....	54
3. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine.....	65
3.1. Dvostepeni Curtisov stupanj.....	65
3.2. Provjera pretpostavljenih reaktivnosti.....	76
3.3. Proračun drugog stupnja turbine.....	79
4. Profiliranje turbinskih lopatica.....	90
4.1. Određivanje optimalnog relativnog koraka rešetke.....	91
4.2. Izbor ulaznog i izlaznog (geometrijskog) kuta profila.....	91
4.3. Određivanje ugradbenog kuta profila u rešetki.....	92
4.4. Profiliranje lopatice metodom polinoma petog stupnja.....	92
4.4.1. Opis konstrukcije profila lopatice na srednjem presjeku.....	93
4.4.2. Profiliranje statorsche lopatice.....	97
4.4.3. Profiliranje rotorsche lopatice.....	98
4.4.4. Profili ostalih turbinskih lopatica.....	100

5. Numerička simulacija posljednjeg stupnja turbine.....	103
5.1. Uvod.....	103
5.2. Numerička simulacija statorske lopatice.....	106
5.2.1. Stvaranje mreže kontrolnih volumena u Gambitu.....	106
5.2.2. Numerička simulacija statorske lopatice u Fluent-u i rezultati.....	111
5.3. Numerička simulacija statorske rešetke.....	120
5.3.1. Priprema u Gambitu.....	120
5.3.2. Numerička simulacija rotorske lopatice u Fluent-u i rezultati.....	122
6. Zaključak.....	134
7. Popis literature.....	135

POPIS SLIKA

Slika 1.1. T - s dijagram izopentana za idealni i realni Rankineov ciklus.....	1
Slika 1.2. ORC s regenerатором.....	1
Slika 1.3. Isparivač u ORC postrojenju (Landau in der Pfalz, Rheinland-Pfalz, Njemačka)....	5
Slika 1.4. ORC turbogeneratorski set (Landau in der Pfalz, Rheinland-Pfalz, Njemačka).....	5
Slika 1.5. Radni medij R22 i njegova krivulja zasićenja.....	5
Slika 1.6. ORC s radnim medijem R22.....	5
Slika 1.7. ORC s radnim medijem R11.....	5
Slika 1.8. ORC s radnim medijem izopentanom.....	5
Slika 2.1. Shema ORC postrojenja.....	7
Slika 2.2. Dijagram za određivanje veličine NTU.....	21
Slika 2.3. Parametri za određivanje debljine stijenke.....	23
Slika 2.4. Proračunska shema za ojačanje cilindra.....	27
Slike 2.5. Nacrt izmjenjivača 1 (gornja slika, cijevi nisu ucrtane radi bolje preglednosti), mjerilo 1:30.....	28
Slike 2.6. Bokocrt izmjenjivača 1 (donja slika, pogled A), mjerilo 1:10.....	28
Slika 2.7. Nacrt izmjenjivača 1 DH (gornja slika), mjerilo 1:20.....	39
Slika 2.8. Bokocrt izmjenjivača 1 DH (donja slika, pogled A), mjerilo 1:10.....	39
Slika 2.9. Nacrt izmjenjivača 3 – isparivača (gornja slika), mjerilo 1:60.....	53
Slika 2.10. Bokocrt izmjenjivača 3 – isparivača (donja slika, pogled A), mjerilo 1:30.....	53
Slika 2.11. Nacrt izmjenjivača 2 (gornja slika, cijevi nisu ucrtane radi bolje preglednosti), mjerilo 1:80.....	64
Slika 2.12. Bokocrt izmjenjivača 2 (donja slika, pogled A), mjerilo 1:40.....	64
Slika 3.1. Trokut brzina Curtisovog stupnja.....	76
Slika 3.2. Kosokutni trokut.....	77

Slika 3.3. Trokut brzina Curtisovog stupnja.....	87
Slika 4.1. Profil statorsche lopatice zadnjeg turbinskog stupnja (Mjerilo 2:1).....	98
Slika 4.2. Profil rotorsche lopatice zadnjeg turbinskog stupnja (Mjerilo 2:1).....	99
Slika 5.1. Izgled turbo.tur datoteke.....	103
Slika 5.2. Izgled profila statorsche lopatice.....	106
Slika 5.3. Izgled korjenog i vršnog profila statorsche lopatice u prostoru.....	107
Slika 5.4. Izgled graničnog sloja (Boundry Layer) uz statorsku rešetku.....	108
Slika 5.5. Izgled meširanih rubova statorsche rešetke. Prema krajevima gušća, a u sredini rijeda mreža.....	108
Slika 5.6. Meširana srednja površina statorsche rešetke.....	110
Slika 5.7. Meširani kontrolni volumen statorsche rešetke.....	110
Slika 5.8. Fluent-ovo sučelje.....	111
Slika 5.9. Promjena reziduala po iteraciji za statorsku rešetku.....	114
Slika 5.10. Promjena apsolutnog izlaznog tlaka po iteraciji za statorsku rešetku.....	115
Slika 5.11. Vektori apsolutne brzine statorsche rešetke.....	115
Slika 5.12. Konture apsolutne brzine statorsche rešetke.....	116
Slika 5.13. Vektori apsolutne brzine, uvećani ulazni brid statorsche rešetke.....	116
Slika 5.14. Vektori apsolutne brzine, uvećani izlazni brid statorsche rešetke.....	117
Slika 5.15. Konture apsolutnog tlaka statorsche rešetke.....	117
Slika 5.16. Konture totalnog tlaka statorsche rešetke.....	118
Slika 5.17. Konture statičke temperature statorsche rešetke.....	118
Slika 5.18. Konture totalne temperature statorsche rešetke.....	119
Slika 5.19. Konture y^+ vrijednosti na tlačnoj strani profila statorsche rešetke.....	119
Slika 5.20. Konture y^+ vrijednost na potlačnoj strani profila statorsche rešetke.....	120
Slika 5.21. Meširana srednja površina rotorsche rešetke.....	121
Slika 5.22. Meširani kontrolni volumen rotorsche rešetke.....	122

Slika 5.23. Promjena reziduala po iteraciji za rotorsku rešetku.....	126
Slika 5.24. Promjena izlaznog apsolutnog tlaka po iteraciji za rotorsku rešetku.....	126
Slika 5.25. Vektori apsolutne brzine rotorske rešetke.....	127
Slika 5.26. Konture apsolutne brzine rotorske rešetke.....	127
Slika 5.27. Vektori apsolutne brzine, uvećani na ulazu u rotorsku rešetku.....	128
Slika 5.28. Vektori apsolutne brzine, uvećani na izlazu iz rotorske rešetke.....	128
Slika 5.29. Vektori relativne brzine rotorske rešetke.....	129
Slika 5.30. Konture relativne brzine rotorske rešetke.....	129
Slika 5.31. Vektori relativne brzine, uvećani na ulazu u rotorsku rešetku.....	130
Slika 5.32. Vektori relativne brzine, uvećani na izlazu iz rotorske rešetke.....	130
Slika 5.33. Konture apsolutnog tlaka rotorske rešetke.....	131
Slika 5.34. Konture relativnog totalnog tlaka rotorske rešetke.....	131
Slika 5.35. Konture statičke temperature rotorske rešetke.....	132
Slika 5.36. Konture totalne temperature rotorske rešetke.....	132
Slika 5.37. Konture y^+ vrijednosti na tlačnoj strani profila rotorske rešetke.....	133
Slika 5.38. Konture y^+ vrijednosti na potlačnoj strani profila rotorske rešetke.....	133

POPIS TABLICA

Tablica 1.1. Najčešće korišteni radni mediji i njihove karakteristike.....	4
Tablica 2.1. Značajke izopentana.....	6
Tablica 2.2. Podaci o gorivu (bioplin).....	40
Tablica 2.3. Podaci za proračun srednjeg molarnog kapaciteta dimnih plinova.....	42
Tablica 2.4. Podaci za proračun dinamičke žilavosti dimnih plinova prema Sutherlandovoj formuli.....	43
Tablica 2.5. Tablica za proračun koeficijenta toplinske vodljivosti dimnih plinova.....	44
Tablica 3.1. Termodinamička stanja Curtisovog stupnja.....	67
Tablica 3.2. Stvarno stanje na izlazu iz Curtisovog stupnja.....	75
Tablica 3.3. Kutevi i brzine te njihovi iznosi.....	76
Tablica 3.4. Termodinamička stanja drugog stupnja turbine.....	81
Tablica 3.5. Termodinamička stanja na izlazu iz drugog stupnja.....	87
Tablica 3.6. Kutevi i brzine te njihovi iznosi za drugi stupanj.....	87
Tablica 3.7. Rezultati proračuna za drugi i ostale stupnjeve.....	87
Tablica 4.1. Profili, visina i brojnost svih turbinskih stupnjeva.....	100

POPIS OZNAKA I MJERNIH JEDINICA FIZIKALNIH VELIČINA

Simbol	Jedinica	Naziv
M	kg/kmol	Molarna masa
t	°C	Temperatura
p	bar	Tlak
ρ	kg/m ³	Gustoća
P	kW	Snaga
t'_1	°C	Temperatura primara na ulazu u izmjenjivač
t''_1	°C	Temperatura primara na izlazu iz izmjenjivača
$t_{sr,primar}$	°C	Srednja temperatura primara
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
η	Pa s	Dinamička viskoznost
λ	W/mK	Koeficijent toplinske vodljivosti
m	kg/s	Protočna masa
V	m ³ /h	Protočni volumen
d_v	mm	Vanjski promjer cijevi
δ_c	mm	Debljina stijenke cijevi
d_u	mm	Unutarnji promjer cijevi
n_c	-	Broj cijevi
s_p	mm	Vodoravni razmak cijevi
s_u	mm	Okomiti razmak cijevi
w	m/s	Brzina strujanja u cijevima
L_{pretp}	m	Pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi
f_G	-	Koeficijent
f_Q	-	Koeficijent
Re	-	Reynoldsov broj
Pr	-	Prandtlov broj
Nu	-	Nusseltova značajka
α_u	W/m ² K	Koeficijent prijelaza topline primara
t'_2	°C	Temperatura sekundara na ulazu u izmjenjivač
t''_2	°C	Temperatura sekundara na izlazu iz izmjenjivača
D_v	mm	Vanjski promjer plašta
δ_{pl}	mm	Debljina stijenke plašta
D_u	mm	Unutarnji promjer plašta
D_s	mm	Promjer segmentnih pregrada
D_c	mm	Promjer kruga koja tangira vanjske cijevi
d_B	mm	Promjer otvora u segmentnim pregradama
H	mm	Visina odsječka pregrade
N_U	-	Broj cijevi u odsječku segmentnih pregrada
z_S	-	Broj segmentnih pregrada
L_K	mm	Razmak između pregrada u krajnjoj zoni

L_M	mm	Razmak između pregrada u međuzoni
γ	°	Središnji kut
e_1	mm	Geometrijska veličina prema slici
e	mm	Geometrijska veličina prema slici
$d_{u,pr}$	mm	Unutarnji promjer priključka
t_p	-	Normirani poprečni korak cijevi
t_u	-	Normirani uzdužni korak cijevi
f_s	-	Faktor koji uzima u obzir smještaj cijevi unutar snopa
L	m	Karakteristična geometrijska veličina
Ψ	-	Poroznost snopa cijevi
s_0	m ²	Slobodni presjek plašta
w_0	m/s	Brzina strujanja u slobodnom presjeku plašta
Nu_l	-	Koeficijent za izračunavanje Nusseltovog broja Nu_{SG} kod idealno poprečno nastrujanog aparata
Nu_t	-	Koeficijent za izračunavanje Nusseltovog broja Nu_{SG} kod idealno poprečno nastrujanog aparata
$Pr_{st,sekundar}$	-	Prandtlova značajka za pretpostavljenu temperaturu stijenke sekundara
Nu_{SG}	-	Nusseltov broj kod idealno poprečno nastrujanog aparata
f_s	-	Faktor koji uzima u obzir utjecaj uzdužnog strujanja
z_B	-	Broj brtvenih traka
z_K	-	Broj poprečno nastrujanih redova cijevi u krajnjoj zoni
C_B	-	Konstanta
f_B	-	Korekcijski faktor koji uzima u obzir smanjenje prijelaza topline uslijed obilaznog (bypass) strujanja
f_L	-	Korekcijski faktor koji uzima u obzir smanjenje prelaza topline uslijed lekažnog strujanja
$S_{L.C}$	m ²	Prstenasti presjek za lekažno strujanje između cijevi i otvora
$S_{L.PC}$	m ²	Presjek za lekažno strujanje između plašta aparata i segmentne pregrade
S_L	m ²	Ukupni presjek za lekažno strujanje
f_A	-	Korekcijski faktor koji uzima u obzir odstupanja između idealnog i realnog aparata
α_v	W/m ² K	Koeficijent prijelaza topline sekundara
A	m ² K/W	Veličina koja se uvodi radi lakšeg računanja
$t_{st,primar}$	°C	Temperatura stijenke primara
B	m ² K/W	Veličina koja se uvodi radi lakšeg računanja
$t_{st,sekundar}$	°C	Temperatura stijenke sekundara
k_u	W/m ² K	Koeficijent prolaza topline s unutarnje strane cijevi
Q_{max}	kW	Maksimalni toplinski tok koji se može izmjeniti u izmjenjivaču topline
ε	-	Efikasnost izmjenjivača
NTU	-	Broj prenesenih jedinica (eng. Number of Transfer Units)
A_u	m ²	Površina potrebna za izmjenu topline (svedena na unutarnju površinu cijevi)
L_u	m	Potrebna duljina izmjenjivačkih cijevi (svedena na unutarnju površinu cijevi)

$\frac{L}{D_v}$	-	Dimenzijska kvaliteta izmjenjivača
$\frac{d_v}{d_u}$	-	Omjer vanjskog i unutarnjeg primjera
K	N/mm ²	Čvrstoća materijala
E	N/mm ²	Modul elastičnosti
ν	-	Poissonov koeficijent
l	m	Dužina ulubljivanja
S	-	Koeficijent sigurnosti
ν_{zavar}	-	Koeficijent zavora
s_v	mm	Izračunata debljina stijenke cijevi, bez dodataka c_1 i c_2
c'_1	-	Koeficijent
c_2	mm	Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem
c_1	mm	Dodatak za dopušteno odstupanje materijala
s_e	mm	Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi
s_A	mm	Odabrana debljina stijenke po standardu
S_k	-	Koeficijent
$p_{el,krit}$	bar	Kritični tlak nakon kojeg nastupa elastično ulubljivanje
$p_{pl,krit}$	bar	Kritični tlak nakon kojeg nastupa plastično ulubljivanje
K_{pr}	N/mm ²	Čvrstoća priključne cijevi
E_{pr}	N/mm ²	Modul elastičnosti priključne cijevi
b	mm	Minimalna udaljenost cijevi priključka od ruba plašta izmjenjivača
l_s	mm	Nosiva dužina cijevnog priključka, mjereno od vanjskog promjera plašta izmjenjivača
l'_s	mm	Dio priključne cijevi koja ulazi u unutrašnjost plašta (cilindra)
$A_{\sigma 0}$	mm ²	Površina
$A_{\sigma 1}$	mm ²	Površina
$A_{\sigma 2}$	mm ²	Površina
A_p	mm ²	Površina
A_σ	mm ²	Nosiva površina poprečnog presjeka materijala
PR	-	Predimenzioniranost stijenke
Q	kW	Toplinski tok
$\eta_{st,primar}$	Pa s	Koeficijent dinamičke viskoznosti za pretpostavljenu temperaturu stijenke primara
A_{str}	mm ²	Površina strujanja
O	mm	Oplahivani opseg
d_e	mm	Ekvivalentni promjer strujanja sekundara
w_s	m/s	Brzina strujanja sekundara
n'_i	-	Molarni udio
H_d	kJ/kg	Ogrijevna vrijednost goriva
v_M	m ³ _n /kmol	Molarni volumen
$sttg$	-	specifični toplinski tok goriva (toplinski tok goriva/snaga motora)
m_{zr}	kg/s	maseni protok zraka za izgaranje

m_{dp}	kg/s	maseni protok dimnih plinova
m_G	kg/s	Maseni protok goriva
n_G	kmol/s	Molarni protok goriva
n_{zr}	kmol/s	Molarni protok zraka
O_{min}	kmol _{O2} /kmol _G	Minimalna potrebna količina zraka za izgaranje
λ	-	Faktor pretička zraka
Φ_G	kW	Toplinski tok goriva
n_i	kmol _i /kmol _{DP}	Produkti izgaranja
y_i	-	Molarni udjeli sudionika u dimnim plinovima
t'_{H2O}	°C	Parcijalna temperatura zasićenja vodene pare
$t_{ul,DP}$	°C	Ulazna temperatura dimnih plinova
$t_{izl,DP}$	°C	Izlazna temperatura dimnih plinova
$t_{sr,DP}$	°C	Srednja temperatura dimnih plinova
$C_{mp,DP}$	kJ/kmolK	Srednji molarni kapacitet dimnih plinova
M_{DP}	kg/kmol	Molarna masa dimnih plinova
R_{DP}	J/kgK	Plinska konstanta dimnih plinova
$c_{p,DP}$	kJ/kgK	Srednji specifični toplinski kapacitet dimnih plinova
ρ_{DP}	kg/m ³	Gustoća dimnih plinova
V_{DP}	m ³ /s	Protočni volumen dimnih plinova
η_{DP}	Pa s	Dinamička žilavost dimnih plinova prema Sutherlandovoj formuli
λ_{DP}	W/mK	Koeficijent toplinske vodljivosti dimnih plinova
h'	kJ/kg	entalpija vrele kapljevine (x=0)
h''	kJ/kg	entalpija suhozasićene pare (x=1)
Δt	°C	Razlika temperature stijenke sekundara i temperature zasićenja kao jedan od koeficijenata za određivanje koeficijenta prijelaza topline prilikom isparavanja
d_{sr}	mm	Srednji promjer regulacijskog kola
n	o/min	Brzina vrtnje turbine
u	m/s	Obodna brzina na srednjem promjeru
$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}$	-	Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog kola
c_F	m/s	Fiktivna brzina regulacijskog kola
$\Delta h_{0,is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad stupnja
R_1	-	Reaktivnost prvog rotora
R_{SL}	-	reaktivnost skretnih lopatica
R_2	-	Reaktivnost drugog rotora
$\Delta h_{s,is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad u statorskim lopaticama
$\Delta h_{R1,is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad u prvom rotoru
$\Delta h_{SL,is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad u skretnim lopaticama
$\Delta h_{R2,is}$	kJ/kg	Izentropski toplinski pad u drugom rotoru
p_0	bar	Tlak nakon prigušivanja (na ulasku u turbinu)
t_0	°C	Temperatura nakon prigušivanja (na ulasku u turbinu)
h_0	kJ/kg	Entalpija nakon prigušivanja (na ulasku u turbinu)
s_0	kJ/kgK	Entropija nakon prigušivanja (na ulasku u turbinu)
h'_i	kJ/kg	Entalpija u pojedinim točkama regulacijskog kola
E_1	-	Odnos tlakova iza i ispred statorske rešetke

E_{kr}	-	Kritični odnos tlakova
c_{1t}	m/s	Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz statorske rešetke
a_1	m/s	Brzina zvuka na izlazu iz sapnica
M_{1t}	-	Machov broj na izlazu iz sapnica
μ_1	-	Koeficijent protoka za statorske lopatice
F_1	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica
α_1	°	Izlazni kut profila statorske rešetke
$\varepsilon \cdot l_1$	m	Fiktivna visina sapnica
ε	-	Parcijalnost sapnica
l_1	mm	Visina sapnica
φ	-	Koeficijent gubitka brzine sapnica
c_1	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorskih lopatica
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	Gubitak u sapnicama
w_1	m/s	Relativna stvarna brzina na ulazu u (prvi) rotor
β_1	°	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u (prvi) rotor
w_{2t}	m/s	Teoretska relativna brzina na izlazu iz (prvog) rotora
M_{2t}	-	Machov broj za stanje na izlazu iz (prvog) rotora
μ_2	-	Koeficijent protoka za rotorsku rešetku
F_2	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica
Δl	mm	Potrebno prekrivanje između rotorske i statorske rešetke
l_2	mm	Visina lopatica (prvog) rotora
β_2	°	Kut relativne brzine na izlazu iz rotorskih lopatica
ψ	-	Koeficijent brzine (prvog) rotora
w_2	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz (prvog) rotora
$\Delta h_{g,R1}$	kJ/kg	Gubici u rešetci prvog rotora
c_2	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz (prvog) rotora
α_2	°	Kut apsolutne (stvarne) brzine na izlazu iz (prvog) rotora
c'_{1t}	m/s	Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica
M'_{1t}	-	Machov broj za stanje na izlazu iz skretnih lopatica
μ'_1	-	Koeficijent protoka za statorske lopatice
F'_1	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica
l_{SL}	mm	Visina skretnih lopatica
α'_1	°	Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica
ψ_{SL}	-	Koeficijent brzine skretnih lopatica
$\Delta h_{g,SL}$	kJ/kg	Gubitak u skretnim lopaticama
c'_1	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica
w'_1	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz skretnih lopatica
β'_1	°	Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor
w'_{2t}	m/s	Teoretska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora
M'_{2t}	-	Machov broj za stanje na izlazu iz drugog rotora
μ'_2	-	Koeficijent protoka za drugi rotor
F'_2	m ²	Potrebna površina izlaznog presjeka iz drugog rotora
l'_2	mm	Visina lopatica drugog rotora
β'_2	°	Kut teoretske relativne brzine na izlazu iz drugog rotora
ψ_{R2}	-	Koeficijent brzine drugog rotora
$\Delta h_{g,R2}$	kJ/kg	Gubici u rešetci drugog rotora

w'_2	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora
c'_2	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz drugog rotora
α'_2	°	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz drugog rotora
$\Delta h_{g,ib}$	kJ/kg	Gubitak izlazne brzine regulacijskog kola
η_u	-	Stupanj djelovanja na obodu (regulacijskog) kola
ζ_{parc}	-	Gubitak regulacijskog kola uslijed parcijalnosti
z	-	Broj privoda pare
B_2	mm	Širina statorsche lopatice
ζ_{seg}	-	Gubitak na krajevima segmenata sapnica
η_i	-	Unutarnji stupanj djelovanja regulacijskog kola ili stupnja
Δh_i	kJ/kg	Stvarno iskorišteni toplinski pad u regulacijskom kolu ili stupnju
p_3	bar	Stvarni tlak na izlazu iz regulacijskog kola ili stupnja
h_3	kJ/kg	Stvarni iznos entalpije na izlazu iz regulacijskog kola ili stupnja
P_i	kW	Unutarnja snaga stupnja
$l_{1,pretp}$	mm	Pretpostavljena duljina statorsche lopatice
R_{sr}	-	Reaktivnost na srednjem promjeru
α_{2stv}	°	Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja, očitano iz trokuta brzina
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	Gubitak u statorskim lopaticama
$\Delta h_{g,R}$	kJ/kg	Gubitak u rotorskim lopaticama
k_{ib}	-	Faktor iskorištenja izlazne brzine
E_{ib}	kJ/kg	Dio kinetičke energije koji se iskorištava u sljedećem stupnju
E_0	kJ/kg	Raspoloživa energija stupnja
ζ_v	-	Gubitak zbog ventilacije
δ_r	mm	Veličina radijalnih zazora u stupnju
ζ_{pr}	mm	Gubici zbog prestrujavanja u stupnju
Δh_i	kJ/kg	Iskorišteni toplinski pad stupnja
Δh_g	kJ/kg	Gubici u stupnju
s_3	kJ/kgK	Stvarna entropija na izlazu iz stupnja
\bar{t}	-	Relativni korak rešetke
β'_1	°	Ulazni geometrijski kut profila
β_{2ef}	°	Efektivni izlazni kut rešetke
δ	°	Kut odklona izlaznog brida
l	mm	Duljina tetive profila
c_{max}	-	Relativna maksimalna debljina profila
Θ	°	Kut zakreta profila
r_1	mm	Ulazni polumjer zaobljenja brida
r_2	mm	Izlazni polumjer zaobljenja brida
\bar{t}_{opt}	-	Relativni optimalni korak rešetke
t	mm	stvarni korak rešetke
γ	°	Kut ugradnje statorsche/rotorske rešetke
ω_1	°	Kut zaoštrenja ulaznog brida lopatice
ω_2	°	Kut zaoštrenja izlaznog brida lopatice

k_{ω}	-	Koeficijent
d_1	mm	Debljina ulaznog brida mjerena duž fronte rešetke
d_2	mm	Debljina izlaznog brida mjerena duž fronte rešetke
l	-	Duljina tetive, jedinična
a	-	Relativna širina grala međulopatičnog kanala
x_{cmax}	-	Relativna udaljenost od ulaznog brida središta

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj diplomski rad izradio samostalno u zadanom vremenskom razdoblju. Pri izradi diplomskom rada koristio sam znanje stečeno na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, navedenu literaturu te pomoć mentora.

Ovim putem se zahvaljujem mentorima prof. dr. sc. Zvonimiru Guzoviću, doc. dr. sc. Željku Tukoviću i prof. dr. sc. Branimiru Matijaševiću na znanju pruženom tijekom studija, kao i na korisnim savjetima koji su mi uvelike pomogli pri izradi diplomskog zadatka.

Za izradu ovog rada bila su potrebna znanja iz više područja pa se ovom prilikom zahvaljujem prof. dr. sc. Srećku Švaiću te prof. dr. sc. Ivanu Mahalcu i njegovom stručnom suradniku Tomislavu Petričeviću.

Moja najveća zahvala ide mojim roditeljima, posebno majci, koja me je podržavala tijekom cijelog studija i vjerovala u mene kada mi je bilo najteže.

1. UVOD

Organski Rankineov ciklus (skraćeno ORC) je termodinamički ciklus koji je dobio naziv po tome što koristi organski fluid velike molekularne mase, tokom kojeg je prisutna promjena faza kapljevine-para, a sama točka zasićenja prisutna je pri nižim temperaturama nego kod promjene faza voda-vodena para, tj. kod termodinamičkog Rankineovog ciklusa koji koristi vodu kao radnu tvar. Fluid omogućava iskorištenje topline (toplinskog toka) nižih energetske izvora kao što su toplina iz geotermalnih izvora, solarna energija, industrijska otpadna toplina, i dr. Niskotemperaturna energija pretvorena je u koristan mehanički rad, a dalje se taj rad može pretvoriti u električnu energiju. Prvi prototip razvili su i predstavili 1961. godine izraelski inženjeri za solarnu energiju Harry Zvi Tabor i Lucien Bronicki. [1]

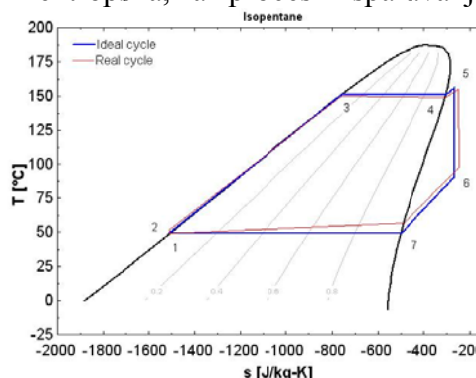
1.1. Princip rada ORC-a

Princip rada organskog Rankineovog ciklusa isti je kao i kod Rankineovog ciklusa: Radni fluid je u pumpi kompresiran na radni tlak, zatim se isparava, prolazi kroz turbinu gdje ekspandira, nakon toga kondenzira u kondenzatoru te se tako ohlađen ponovo vraća na početak ciklusa, tj. u pumpu.

U idealnom ciklusu ekspanzija i kompresija su izentropska, a procesi isparavanja i kondenzacije su izobarni.

U realnom ciklusu, zbog nepovratnosti, prisutni su gubici i proces ima manju iskoristivost. Ove nepovratnosti mogu se javiti:

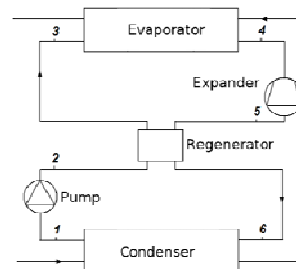
- Pri ekspanziji: Samo dio energije iz razlike tlaka može se pretvoriti u koristan rad, a drugi dio je pretvoren u toplinu i biva izgubljen. Efikasnost ekspanzijskog stroja (turbine) definirana je usporedbom s izentropskom ekspanzijom.
- U izmjenjivačima topline: Radni fluid mora proputovati dugi put kroz izmjenjivač topline (velika izmjenjivačka površina) kako bi dobili što bolju izmjenu topline, ali zbog ovoga će doći do pada tlaka, koji će sniziti količinu rekuperirane energije iz ciklusa.



Slika 1.1. T-s dijagram izopentana za idealni i realni Rankineov ciklus.

1.2. Poboljšanje organskog Rankineovog ciklusa

U slučaju „suhog“ fluida, ciklus može biti poboljšán upotrebom regeneratora: budući da fluid još nije postigao dvofazno stanje na kraju ekspanzije, njegova temperatura viša je nego temperatura kondenzacije. Ova više temperatura fluida može se iskoristiti za predgrijavanje fluida prije nego što uđe u isparivač.



Slika 1.2. ORC s regenerativnim izmjenjivačem topline.

Da bi se ovo postiglo, postavlja se protusmjerni izmjenjivač topline između izlaza ekspanzijskog stroja i ulaza u isparivač. Ovo će smanjiti potrebu za toplinskom energijom iz toplinskog izvora i povećati iskoristivost ciklusa.

1.3. Primjena ORC-a

Organski Rankineov ciklus primjenjiv je u mnogim područjima tehnike. Područja koja su najraširenija, i koja najviše obećavaju su:

- Iskorištenje otpadne topline

Upravo ovo područje primjene ORC-a je najvažnije. Može se primjeniti u toplanama i termoelektranama (npr. mala kogeneracijska jedinica smještena na kućnom bojleru), ili u industriji i poljoprivredi u procesima kao što su vrenje organskih proizvoda, vrući dimni plinovi iz pećnica i visokih peći, kondenzacija ispušnih dimnih plinova, ispušni plinovi iz vozila, međuhlađenje kompresora, kondenzacija toplinskog ciklusa i dr.

- Elektrana na biomasu

Biomasa je dostupna po cijelom Svijetu i može se koristiti za proizvodnju električne energije u elektranama male i srednje snage. Problem visokog specifičnog investicijskog troška za strojeve kao što su generatori pare prevladan je tako što su radni tlakovi u ORC postrojenju niski, a samim time i troškovi održavanja. ORC također pomaže savladati problem male dostupnosti goriva na pojedinim dijelovima Zemlje zato jer je ORC tehnologija primjenjiva i u elektranama manjih snaga.

- Geotermalne elektrane

Geotermalni izvori topline su u rasponu od 50 do 350°C. Primjenjivost ORC-a ovdje vrlo je visoka. Ovdje je važno imati na umu da je efikasnost ORC-a kod niskotemperaturnih termalnih izvora (obično manje od 100°C) vrlo niska, i jako je vezana za temperaturu rashladnog spremnika, koji je definiran temperaturom okoliša (slike 1.3 i 1.4).

- Solarna toplinska energija

Organski Rankineov ciklus može se koristiti u tehnologiji paraboličnih solarnih kolektora umjesto parnog Rankineovog ciklusa. ORC omogućava nižu temperaturu kolektora, efikasnije skupljanje električne energije (manje gubitaka u okoliš), i samim time, manju površinu na kojoj su instalirani solarni kolektori.

1.4. Izbor radnog fluida

Izbor radnog fluida od ključne je važnosti za niskotemperaturne Rankineove cikluse. Upravo zbog niske temperature, nedjelotvoran prijelaz topline vrlo je štetan. Ove nedjelotvornosti jako ovise o termodinamičkim karakteristikama fluida i radnim uvjetima.

Da bi smo uspjeli iskoristiti niskotemperaturnu toplinu, fluid mora imati nižu temperaturu zasićenja od vode. Najčešće se koriste fluidi korišteni u rashladnoj tehnici i ugljikovodici.

Optimalne karakteristike radnog fluida:

- Izentropska (okomita u T - s dijagramu) linija suhozasićene pare

Budući da se ORC usredotočuje na iskorištenje niskotemperaturne toplinske energije, klasično pregrijanje kao u slučaju Rankineovog ciklusa nije prikladno. Zbog ovoga, blago pregrijanje na izlazu iz turbine će uvijek biti poželjno, što predstavlja nedostatak kod „mokrih“ fluida (koji su u dvofaznom stanju na kraju ekspanzije). U slučaju suhih fluida, trebao bi se koristiti regenerator.

- Niska točka leđišta, visoka temperaturna stabilnost

Za razliku od vode, organski fluidi kemijski degradiraju i razgrađuju se pri višim temperaturama. Najviša ulazna temperatura toplinskog izvora ograničena je upravo kemijskom stabilnošću radnog fluida. Točka leđišta trebala bi biti niža od najniže temperature u ciklusu.

- Visoka toplota isparavanja i gustoće

Fluid velike latentne topline i gustoće apsorbirati će više energije iz izvora u isparivaču, i uslijed toga smanjiti maseni protok, veličinu postrojenja i pumpnu potrošnju.

- Mali utjecaj na okoliš

Glavni parametri uzeti u obzir su Potencijal osiromašavanja ozona (eng. Ozone depletion potential – ODP) i Potencijal globalnog zatopljenja (eng. Global warming potential – GWP).

- Sigurnost

Radni fluid trebao bi biti nekorozivan, nezapaljiv i neotrovan. Može se koristiti ASHRAE klasifikacija elemenata za rashladne sustave kao pokazatelj razine opasnosti nekog fluida.

- Dobra dostupnost i niska cijena

- Prihvatljivi radni tlakovi.

U nastavku sljedi tablica s najčešće korištenim radnim medijima i njihovim karakteristikama te dijagrami ORC-a s raznim radnim tvarima.

Tablica 1.1. Najčešće korišteni radni mediji i njihove karakteristike.

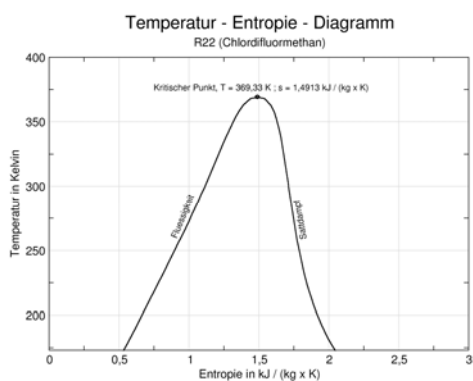
Medij	Molarna masa	Kritična točka		Temperatura zasićenja pri 1 atm	Entalpija pri 1 atm	Nagib krivulje suhozasićene pare	Temperatura raspada oko
NH ₃	17	405,3 K	11,33 MPa	239,7 K	1347 kJ/kg	Negativan	750 K
Voda	18	647,0 K	22,06 MPa	373,0 K	2256 kJ/kg	Negativan	.
n-Butan C ₄ H ₁₀	58,1	425,2 K	3,80 MPa	272,6 K	383,8 kJ/kg	.	.
n-Pentan C ₅ H ₁₂	72,2	469,8 K	3,37 MPa	309,2 K	357,2 kJ/kg	.	.
C ₆ H ₆	78,14	562,2 K	4,90 MPa	353,0 K	438,7 kJ/kg	Pozitivan	600 K
C ₇ H ₈	92,1	591,8 K	4,10 MPa	383,6 K	362,5 kJ/kg	Pozitivan	.
R134a (HFC-134a)	102	374,2 K	4,06 MPa	248,0 K	215,5 kJ/kg	Izentropska (okomita)	450 K
C ₈ H ₁₀	106,1	616,2 K	3,50 MPa	411,0 K	339,9 kJ/kg	Positivan	.
R12	121	385,0 K	4,13 MPa	243,2 K	166,1 kJ/kg	Izentr. (okomita)	450 K
HFC-245fa	134,1	430,7 K	3,64 MPa	288,4 K	208,5 kJ/kg	.	.
HFC-245ca	134,1	451,6 K	3,86 MPa	298,2 K	217,8 kJ/kg	.	.
R11 (CFC-11)	137	471,0 K	4,41 MPa	296,2 K	178,8 kJ/kg	Izentr. (okomita)	420 K
HFE-245fa	150	444,0 K	3,73 MPa
HFC-236fa	152	403,8 K	3,18 MPa	272,0 K	168,8 kJ/kg	.	.
R123	152,9	456,9 K	3,70 MPa	301,0 K	171,5 kJ/kg	Pozitivan	.
CFC-114	170,9	418,9 K	3,26 MPa	276,7 K	136,2 kJ/kg	.	.
R113	187	487,3 K	3,41 MPa	320,4 K	143,9 kJ/kg	Pozitivan	450 K
n-Perfluoro-Pentan C ₅ F ₁₂	288	420,6 K	2,05 MPa	302,4 K	87,8 kJ/kg	.	.



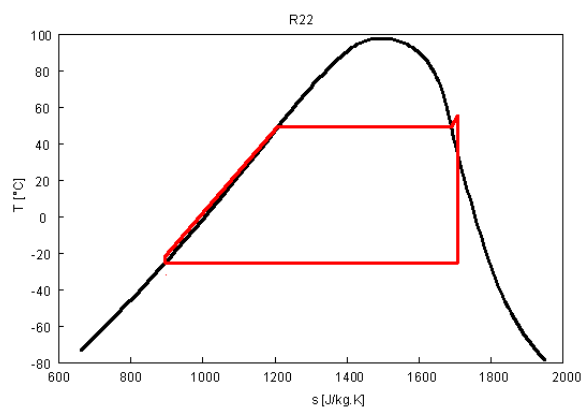
Slika 1.3. Iparivač u ORC postrojenju (Landau in der Pfalz, Rheinland-Pfalz, Njemačka).



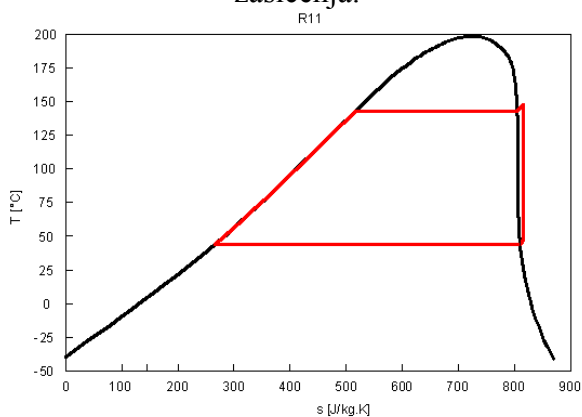
Slika 1.4. ORC turbogeneratorski set (Landau in der Pfalz, Rheinland-Pfalz, Njemačka).



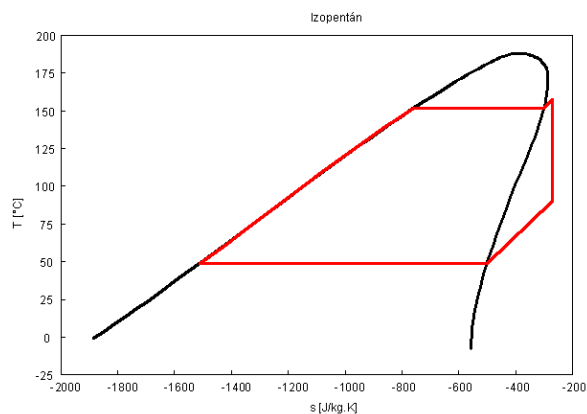
Slika 1.5. Radni medij R22 i njegova krivulja zasićenja.



Slika 1.6. ORC s radnim medijem R22.



Slika 1.7. ORC s radnim medijem R11.



Slika 1.8. ORC s radnim medijem izopentanom.

2. OPTIMALNA VARIJANTA ORC-A I NJEGOV TERMODINAMIČKI PRORAČUN

2.1. Prijedlog optimalne varijante postrojenja

Projektiranje postrojenja s organskim Rankineovim ciklusom (u daljnjem tekstu ORC) obuhvaća optimiranje radnih parametara postrojenja. Ovo znači odrediti vrijednost maksimalnog tlaka u ORC postrojenju te izračunati kako se mijenjaju temperature ogrijevanih medija i same radne tvari u izmjenjivačima.

Kao radnu tvar u koristimo organsku tvar izopentan – $(\text{CH}_3)_2\text{CHCH}_2\text{CH}_3$, kemijskog naziva 2-metil-butan i oznake CAS #78-78-4, čija su svojstva dana u tablici 2.1.

Tablica 2.1. Značajke izopentana. [2]

Termodinamičke značajke			
Molarna masa	Temperatura trojne točke	Temperatura isparavanja pri normalnim uvjetima	
72,149 kg/kmol	-160,5 °C	27,83 °C	
Kritična točka			
Temperatura	Tlak	Gustoća	
187,2 °C	33,78 bar	236 kg/m ³	
Područje primjene			
Min. temperatura	Maks. temperatura	Maks. tlak	Maks. gustoća
-160.5 °C	226.85 °C	10000 bar	959.58 kg/m ³

Sam postupak je iterativan što znači da će se proračun morati izvršiti više puta dok se ne dođe do optimalnih parametara. Ovaj proračun uključuje i konstrukciju izmjenjivača topline (osim zrakom hlađenog kondenzatora).

Tri su izvora topline za ORC:

1. Dimni plinovi izgaranja

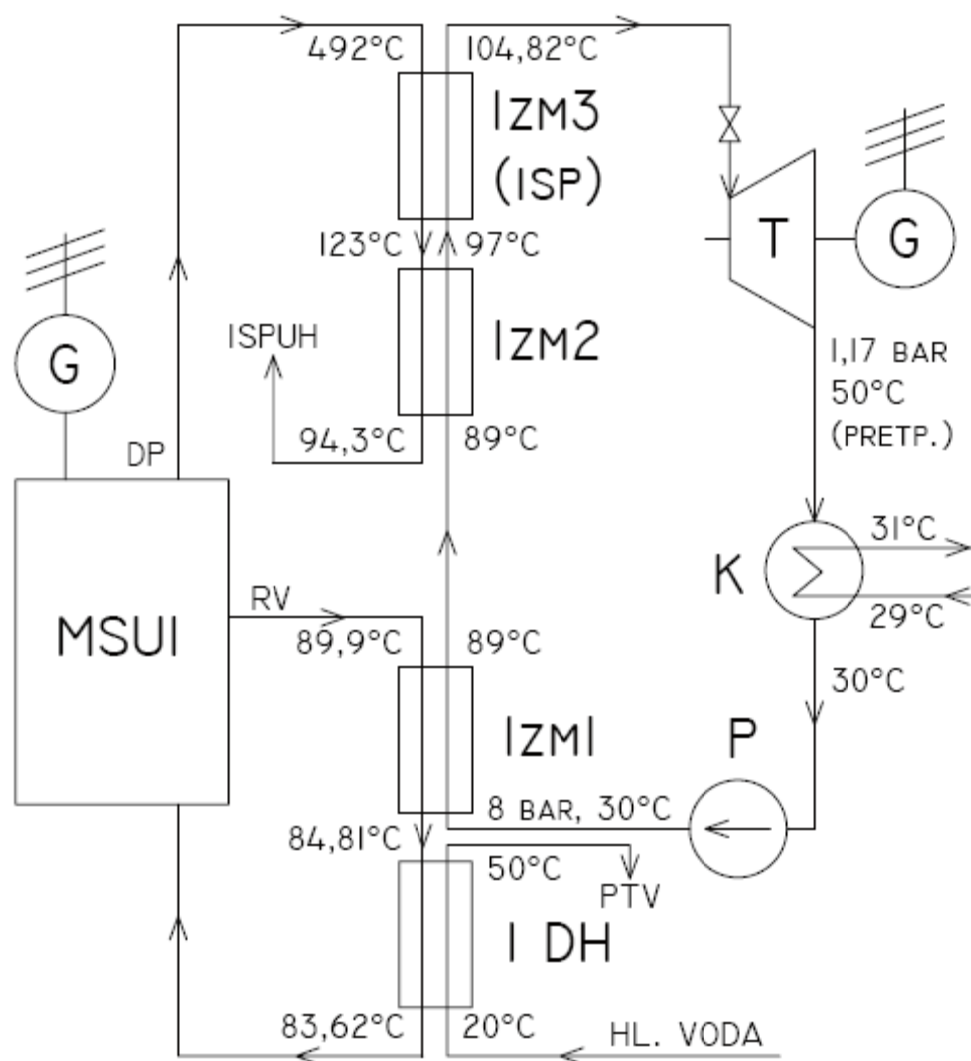
Služe za predgrijavanje i isparavanje radne tvari u ORC-u (izopentan). Dimni plinovi predstavljaju glavni izvor energije za predgrijavanje i isparavanje izopentana i oni će odrediti radni tlak ORC-a jer se smiju hladiti samo do određene temperature. Važno je znati da se ne smije dopustiti kondenzacija vodene pare u dimnim plinovima unutar ispušnog sustava koji će u našem slučaju obuhvaćati i izmjenjivače topline.

2. Rashladna voda od sustava za hlađenje motora

Služi za predgrijavanje radne tvari i daje dovoljno toplinskog toka tako da ne predstavlja ograničavajući faktor za razliku od dimnih plinova.

3. Rashladna voda od međuhlađenja motora

Iako daje solidan toplinski tok (98 kW), neće se koristiti u postrojenju jer rashladna voda motora daje dovoljno toplinskog toka.



Slika 2.1. Shema ORC postrojenja.

2.1.1 Kratak opis postrojenja

Motor s unutarnjim izgaranjem (MSUI), marke DEUTZ, tipa TCG 2016 V12, izgara prirodni plin (sastava 65% CH₄ i 35% CO₂), i na glavnom vratilu prenosi okretni moment na električni generator Marelli M8B 400 LA 4, koji daje električnu snagu od 537 kW na stezaljkama.

Prvo zagrijavanje izopentana događa se u izmjenjivaču Izm1 (rashladna voda – izopentan). Budući da se u tom izmjenjivaču nije uspio odvesti toplinski tok zadan u specifikaciji motora,

potrebno je bilo dodati još jedan izmjenjivač topline koji je zamišljen kao zagrijač potrošne tople vode (PTV) koja bi se koristila u industriji ili javnom sektoru.

Nadalje se izopentan predgrijava ohlađenim dimnim plinovima u izmjenjivaču Iz2. U Iz3 svježi dimni plinovi predgrijavaju i isparavaju svojim toplinskim tokom izopentan. Nakon nakon izmjenjivača 3, odlaze u izmjenjivač 2.

Prilikom proračuna ova dva izmjenjivača, treba računati tako da se dobije isti protok izopentana, a taj protok mora biti jednak protoku izopentana u izmjenjivaču 1. Kao što je ranije rečeno, protok će biti ograničen u izmjenjivaču 2 jer se u njemu dimni plinovi mogu hladiti samo do određene temperature.

Prvo se računa izmjenjivač 3, a nakon njega izmjenjivač 2. Ukoliko se u izmjenjivaču 2 dimni plinovi ohlade niže od dozvoljene temperature, treba se vratiti u proračun izmjenjivača 3 i sniziti izlaznu temperaturu dimnih plinova, uslijed čega će se sniziti protok izopentana.

2.1.2. Ograničenja pojedinih komponenata sustava

Motor s unutarnjim izgaranjem

- Rashladnom vodom **mora se** odvesti 210 kW toplinskog toka,
- Temperatura rashladne vode na izlazu iz motora **mora biti** 89,9 °C,
- Temperatura rashladne vode na ulazu u motor **ne smije** biti niža od 83 °C,

Izmjenjivač 2 (dimni plinovi – izopentan)

- Dimni plinovi **ne smiju** se ohladiti na temperaturu nižu od 50 °C, inače dolazi do kondenzacije vodene pare u ispušnom sustavu. Do ove temperature doći će se prilikom proračuna izgaranja. **Vrlo je važno** držati temperaturu na višoj od navedene.

Turbina

- Izopentan u turbini ekspandirati će do tlaka od 1,17 bara, ali temperatura do koje će ekspandirati je **pretpostavljena**. Nakon provođenog proračuna turbine, ta temperatura biti će poznata.

Kondenzator (zrakom hlađen)

- Temperatura na izlazu u kondenzatora **ne smije** biti viša od 31 °C jer pri 32,05 °C nastupa kondenzacija izopentana. Ako temperatura bude viša od 32 °C, izopentan će nastaviti strujiti kroz pumpu P kao mješavina pare i kapljevine, a to je štetno.
- Temperatura zraka koji ulazi u kondenzator **ne smije** biti viša od 29 °C. Ukoliko se to dogodi, potrebno je dodatno hladiti kondenzator, npr. prskanjem vode iz vodovoda.

Sljedeći korak je konstruiranje izmjenjivača topline u postrojenju.

Značajke proračuna:

- Proračun izgaranja koji vrijedi za izmjenjivače 3 i 2,
- Termodinamički proračun svih izmjenjivača,
- Proračun čvrstoće unutarnjih cijevi i plašta,
- Ne uključuje hidraulički proračun izmjenjivača,
- Ne uključuje proračun čvrstoće podnica, prirubnica i vijaka izmjenjivača.

2.2. Proračun izmjenjivača topline

2.2.1. Izmjenjivač topline 1 (rashladna voda – izopentan)

Toplinski tok:

$$Q = 170,1 \text{ kW}$$

Toplinski tok (snaga) izmjenjivača pretpostavlja se odmah na početku te se, po potrebi, mijenja da bi se dobili traženi parametri (iteracija). Zbog ovoga je preporučljivo proračun izvesti u tabličnom kalkulatoru (npr. Microsoft Excel).

Termodinamički proračun

Proračun primara (rashladna voda u cijevima)

Temperatura vode na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_1 = 89,9 \text{ °C}$$

Temperatura vode na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_1 = 84,81 \text{ °C}$$

Radni tlak:

$$p_1 = 1,01325 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,primar} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{89,9 + 84,81}{2}$$

$$t_{sr,primar} = 87,355 \text{ °C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 4202,8 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 967,07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 324,18 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,674 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protočna masa rashladne vode:

$$m = \frac{Q \cdot 1000}{c_p \cdot (t'_1 - t''_1)} = \frac{170,1 \cdot 1000}{4202,8 \cdot (89,9 - 84,81)}$$
$$m = 7,951 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = \frac{m}{\rho} \cdot 3600 = \frac{7,951}{967,07} \cdot 3600$$
$$V = 29,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

Protočni volumen jedan je od parametara diplomskog zadatka i **ne smije** se mijenjati.

Geometrijske karakteristike cijevi primara

DN 10 (16×1,8)

Vanjski promjer cijevi:

$$d_v = 16 \text{ mm}$$

Debljina stijenke cijevi:

$$\delta_c = 1,8 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer cijevi:

$$d_u = d_v - 2 \cdot \delta_c = 16 - 2 \cdot 1,8$$
$$d_u = 12,4 \text{ mm}$$

Broj cijevi:

$$n_c = 248$$

Vodoravni razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_p = 21 \text{ mm}$$

Veličina s_p predstavlja stranicu jednakostraničnog trokuta.

Okomiti razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_u = s_p \cdot \cos 30^\circ = 21 \cdot \cos 30^\circ$$
$$s_u = 18,2 \text{ mm}$$

Odabrani materijal cijevi:

Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Koeficijent toplinske vodljivosti (vrijednost za 100 °C):

$$\lambda_{\text{č}} = 52,9 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Brzina strujanja u cijevima:

$$w = \frac{4 \cdot m}{n_c \cdot d_u^2 \cdot \pi \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 7,951}{248 \cdot (12,4 \cdot 0,001)^2 \cdot \pi \cdot 967,07}$$
$$w = 0,275 \text{ m/s}$$

Preporučena brzina strujanja unutar cijevi iznosi $0,25 \div 1 \text{ m/s}$. Proračunata brzina zadovoljava.

Prijelaz topline s unutarnje strane cijevi

Prisutno je uzdužno strujanje u cijevi, a proračun je rađen prema [3].

Pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi:

$$L_{pretp} = 2,73 \text{ m}$$

Pretpostavljena temperatura stijenke primara:

$$t_{st,primar} = 82,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Koeficijent dinamičke viskoznosti za pretpostavljenu temperaturu stijenke:

$$\eta_{st,primar} = 342,2 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijenti f_G i f_Q :

$$f_G = 1 + \left(\frac{d_u}{L_{pretp}} \right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{12,4 \cdot 0,001}{2,73} \right)^{\frac{2}{3}}$$
$$f_G = 1,027$$

$$f_Q = \left(\frac{\eta}{\eta_{st,primar}} \right)^{0,14} = \left(\frac{324,18 \cdot 10^{-6}}{342,2 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14}$$
$$f_Q = 0,992$$

Reynoldsov broj:

$$Re = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,275 \cdot 12,4 \cdot 0,001 \cdot 967,07}{324,18 \cdot 10^{-6}}$$
$$Re = 10155$$

Reynoldsov broj veći je od 2300 što znači da je strujanje unutar cijevi turbulentno.

Prandtlov broj:

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{324,18 \cdot 10^{-6} \cdot 4202,8}{0,674}$$
$$Pr = 2,02$$

Proračun Nusseltove značajke u prijelaznom i turbulentnom području, prema Hausenu:

Uvjeti:

$Re > 2300$ - zadovoljeno.

$0,5 \leq Pr \leq 1000$ - zadovoljeno.

$$Nu = 0,0235 \cdot \left[Re^{0,8} - 266 + 510 \cdot \left(\frac{d_u}{L_{pretp}} \right)^{0,5} \right] \cdot (1,8 \cdot Pr^{0,3} - 0,8) \cdot f_G \cdot f_Q$$
$$Nu = 0,0235 \cdot \left[10155^{0,8} - 266 + 510 \cdot \left(\frac{12,4 \cdot 0,001}{2,73} \right)^{0,5} \right] \cdot (1,8 \cdot 10155^{0,3} - 0,8) \cdot 1,027$$
$$\cdot 0,992$$
$$Nu = 46,76$$

Koeficijent prijelaza topline primara (tj. s unutarnje strane cijevi):

$$\alpha_u = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_u} = \frac{46,76 \cdot 0,674}{12,4 \cdot 0,001}$$
$$\alpha_u = 2542 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Proračun sekundara (izopentan u plaštu izmjenjivača)

Temperatura vode na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_2 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura vode na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_2 = 89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Radni tlak:

$$p_2 = 8 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,sekundar} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{30 + 89}{2}$$
$$t_{sr,sekundar} = 59,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 2462,9 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 579,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 157,99 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,0959 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protočna masa rashladne vode:

$$m = \frac{Q \cdot 1000}{c_p \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{170,1 \cdot 1000}{2462,9 \cdot (89 - 30)}$$
$$m = 1,171 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = \frac{m}{\rho} \cdot 3600 = \frac{1,171}{579,19} \cdot 3600$$
$$V = 7,276 \text{ m}^3/\text{h}$$

Protočna masa izopentana u izmjenjivačima 3 i 2 mora biti jednaka kao i u izmjenjivaču 1!

Geometrijske karakteristike cijevi sekundara (plašta)

Aparat sa segmentnim pregradama, proračun prijelaza topline prema Gnielinskom, uz uvjete:

$$10 \leq Re \leq 10^6 \quad 0,6 \leq Pr \leq 10^3 \quad f_A \geq 0,3$$

Odabrana cijev: Bešavna čelična cijev DN 400 (419x10)

Odabrani materijal: Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Vanjski promjer plašta:

$$D_v = 419 \text{ mm}$$

Debljina stijenke plašta:

$$\delta_{pl} = 10 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer plašta:

$$D_u = D_v - 2 \cdot \delta_{pl} = 419 - 2 \cdot 10$$

$$D_u = 399 \text{ mm}$$

Promjer segmentnih pregrada:

$$D_s = 386 \text{ mm}$$

Promjer kruga koja tangira vanjske cijevi:

$$D_c = 373 \text{ mm}$$

Promjer otvora u segmentnim pregradama:

$$d_B = 17 \text{ mm}$$

Visina odsječka pregrade:

$$H = 120,3 \text{ mm}$$

Broj cijevi u odsječku segmentnih pregrada:

$$N_U = 60$$

Broj segmentnih pregrada:

$$z_S = 11$$

Razmak između pregrada u krajnjoj zoni:

$$L_K = 250 \text{ mm}$$

Razmak između pregrada u međuzoni:

$$L_M = 223 \text{ mm}$$

Središnji kut:

$$\gamma = 136^\circ$$

Geometrijska veličina prema slici:

$$e_1 = 22,52 \text{ mm}$$

Geometrijska veličina prema slici:

$$e = D_u - D_s = 399 - 386$$

$$e = 13 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer priključka DN 150 ($159 \times 4,5$):

$$d_{u,pr} = d_{v,pr} - 2 \cdot \delta_{pr} = 159 - 2 \cdot 4,5$$

$$d_{u,pr} = 150 \text{ mm}$$

Razmak između pregrada mora biti barem:

$$L_M \geq 0,2 \cdot D_u = 0,2 \cdot 399$$

$$L_M \geq 79,8 \text{ mm (uvjet je zadovoljen)}$$

Prijelaz topline s vanjske strane cijevi

Normirani poprečni korak cijevi t_p :

$$t_p = \frac{s_p}{d_v} = \frac{21}{16}$$

$$t_p = 1,313$$

Normirani uzdužni korak cijevi t_u :

$$t_u = \frac{s_u}{d_v} = \frac{18,2}{16}$$

$$t_u = 1,1$$

Faktor koji uzima u obzir smještaj cijevi unutar snopa f_s :

$$f_s = 1 + \frac{2}{3 \cdot t_u} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,1}$$

$$f_s = 1,606$$

Karakteristična geometrijska veličina L :

$$L = d_v \cdot \frac{\pi}{2} = 16 \cdot 0,001 \cdot \frac{\pi}{2}$$

$$L = 0,025133 \text{ m}$$

Poroznost snopa cijevi ψ :

Uvjet: $t_u \geq 1$ ($t_u = 1,1 > 1$, uvjet je zadovoljen)

$$\Psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot t_p} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,313}$$

$$\Psi = 0,4018$$

Slobodni presjek plašta s_0 :

$$s_0 = D_u \cdot L_M = 0,399 \cdot 0,223$$

$$s_0 = 0,088977 \text{ m}^2$$

Brzina strujanja u slobodnom presjeku plašta:

$$w_0 = \frac{V}{s_0} = \frac{7,276}{0,088977}$$

$$w_0 = 0,0227 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re = \frac{w_0 \cdot L \cdot \rho}{\Psi \cdot \eta} = \frac{0,0227 \cdot 0,025133 \cdot 579,19}{0,4018 \cdot 157,99 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 5205 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

Prandtlov broj:

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{157,99 \cdot 10^{-6} \cdot 2462,9}{0,0959}$$

$$Pr = 4,06 \text{ (Uvjet je zadovoljen)}$$

Koeficijenti za izračunavanje Nusseltovog broja Nu_{SG} kod idealno poprečno nastrujanog aparata:

$$Nu_l = 0,664 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_l = 76,4$$

$$Nu_t = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + \frac{2,443 \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}{Re^{0,1}}} = \frac{0,037 \cdot 5205^{0,8} \cdot 4,06}{1 + \frac{2,443 \cdot \left(4,06^{\frac{2}{3}} - 1\right)}{5205^{0,1}}}$$

$$Nu_t = 54,2$$

- pretpostavljena temperatura stijenke sekundara i pripadajući Prandtlov broj za svojstva vezana uz tu temperaturu:

$$t_{st,sekundar} = 82,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta = 128,94 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$c_p = 2610,8 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

$$\lambda = 0,088564 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$Pr_{st,sekundar} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{128,94 \cdot 10^{-6} \cdot 2610,8}{0,088564}$$

$$Pr_{st,sekundar} = 3,8$$

$$f_Q = \left(\frac{Pr}{Pr_{st,sekundar}} \right)^{0,25} = \left(\frac{4,06}{3,8} \right)^{0,25}$$

$$f_Q = 1,017$$

$$Nu_{SG} = f_s \cdot [0,3 + (Nu_l^2 + Nu_t^2)^{0,5}] \cdot f_Q = 1,606 \cdot [0,3 + (76,4^2 + 54,2^2)^{0,5}] \cdot 1,017$$

$$Nu_{SG} = 153,5$$

Faktor f_s koji uzima u obzir utjecaj uzdužnog strujanja:

Uvjeti:

$$0,2 \leq y \leq 1$$

$$y = \frac{L_M}{D_u} = \frac{223}{399}$$

$$y = 0,559 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

$$0 \leq R_N \leq 0,8$$

$$R_N = \frac{N_U}{N} = \frac{60}{248}$$

($N \equiv n_c$)

$$R_N = 0,242 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

$$f_s = 1 - 2 \cdot R_N + 0,654 \cdot R_N^{0,32} = 1 - 2 \cdot 0,242 + 0,654 \cdot 0,242^{0,32}$$

$$f_s = 0,931$$

Korekcijski faktor f_B koji uzima u obzir smanjenje prijelaza topline uslijed obilaznog (bypass) strujanja:

Broj brtvenih traka:

$$z_B = 0$$

Broj poprečno nastrujanih redova cijevi u krajnjoj zoni:

$$z_K = 15,5$$

Konstanta (ako je $Re \geq 100$ onda $C_B = 1,35$, inače za $Re < 100$ $C_B = 1,50$):

$$C_B = 1,35$$

Slobodni presjek za obilazno strujanje:

$$S_B = (D_u - D_c - e) \cdot L_K = (0,399 - 0,373 - 0,013) \cdot 0,250$$

$$S_B = 0,00325 \text{ m}^2$$

$$S_M = (2 \cdot e_1 + 16 \cdot e) \cdot L_M = (2 \cdot 22,52 + 16 \cdot 13) \cdot 0,223$$

$$S_M = 0,056428 \text{ m}^2$$

$$R_B = \frac{S_B}{S_M} = \frac{0,00325}{0,056428}$$

$$R_B = 0,22$$

$$f_B = \exp \left[-C_B \cdot R_B \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{z_B}{z_K}} \right) \right] = \exp \left[-1,35 \cdot 0,22 \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{0}{15,5}} \right) \right]$$

$$f_B = 0,925$$

Korekcijski faktor f_L koji uzima u obzir smanjenje prelaza topline uslijed lekažnog strujanja:

Prstenasti presjek za lekažno strujanje između cijevi i otvora:

$$S_{L.C} = (N - N_U) \cdot (d_B^2 - d_v^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (248 - 60) \cdot (0,017^2 - 0,016^2) \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$S_{L.C} = 0,004873 \text{ m}^2$$

Presjek za lekažno strujanje između plašta aparata i segmentne pregrade:

$$S_{L.PC} = \left[\frac{(D_u^2 - D_s^2) \cdot \pi}{4} \right] \cdot \frac{2 \cdot \pi - \gamma}{2 \cdot \pi} = \left[\frac{(0,399^2 - 0,386^2) \cdot \pi}{4} \right] \cdot \frac{2 \cdot \pi - 136^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}}{2 \cdot \pi}$$

$$S_{L.PC} = 0,004987 \text{ m}^2$$

Ukupni presjek za lekažno strujanje:

$$S_L = S_{L.C} + S_{L.PC} = 0,004873 + 0,004987$$

$$S_L = 0,00986 \text{ m}^2$$

Uvjet:

$$R_L \leq 0,8$$

$$R_L = \frac{S_L}{S_M} = \frac{0,00986}{0,056428}$$

$$R_L = 0,175 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

$$R_C = \frac{S_{L.C}}{S_L} = \frac{0,004873}{0,00986}$$

$$R_C = 0,494$$

$$f_L = 0,4 \cdot R_C + (1 - 0,4 \cdot R_C) \cdot \exp(-1,5 \cdot R_L)$$

$$f_L = 0,4 \cdot 0,494 + (1 - 0,4 \cdot 0,494) \cdot \exp(-1,5 \cdot 0,175)$$

$$f_L = 0,815$$

Korekcijski faktor koji uzima u obzir odstupanja između idelnog i realnog aparata:

$$f_A = f_S \cdot f_B \cdot f_L = 0,931 \cdot 0,925 \cdot 0,815$$

$$f_A = 0,702 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

Proračun Nusseltove značajke za aparat sa segmentnim pregradama:

$$Nu = f_A \cdot Nu_{SG} = 0,702 \cdot 153,5$$

$$Nu = 107,8$$

Koeficijent prijelaza topline sekundara (tj. s vanjske strane cijevi):

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{107,8 \cdot 0,0959}{0,025133}$$

$$\alpha_v = 411,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Provjera pretpostavljene temperature stijenke primara

Gustoća toplinskog toka na strani izopentana (oko cijevi) svedena na unutarnju površinu cijevi, kao funkcija unutarnje temperature stijenke cijevi:

$$q_{V,u} = \frac{t_{st,primar} - t_{sr,sekundar}}{\frac{d_u}{2 \cdot \lambda_{\xi}} \cdot \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{d_u}{d_v \cdot \alpha_v}} = \frac{t_{st,primar}}{A} - \frac{t_{sr,sekundar}}{A}$$

$$A = \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_{\xi}} \cdot \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{d_u}{d_v \cdot \alpha_v} = \frac{12,4 \cdot 0,001}{2 \cdot 52,9} \cdot \ln \frac{16}{12,4} + \frac{12,4}{16 \cdot 411}$$

$$A = 0,00191 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Veličina A se uvodi radi lakšeg računanja.

Gustoća toplinskog toka na strani rashladne vode (u cijevi) svedena na unutarnju površinu cijevi, kao funkcija unutarnje temperature stijenke cijevi:

$$q_{U,u} = \alpha_u \cdot (t_{sr,primar} - t_{st,primar})$$

Ravnoteža toplinskih tokova:

$$q_{V,u} = q_{U,u}$$

$$\frac{t_{st,primar}}{A} - \frac{t_{sr,sekundar}}{A} = \alpha_u \cdot (t_{sr,primar} - t_{st,primar})$$

$$\frac{t_{st,primar}}{A} - \frac{t_{sr,sekundar}}{A} = \alpha_u \cdot t_{sr,primar} - \alpha_u \cdot t_{st,primar}$$

$$t_{st,primar} = \frac{\alpha_u \cdot t_{sr,primar} + \frac{t_{sr,sekundar}}{A}}{\frac{1}{A} + \alpha_u} = \frac{2542 \cdot 87,355 + \frac{59,9}{0,00191}}{\frac{1}{0,00191} + 2542}$$

$$t_{st,primar} = 82,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Iz izračunatog se vidi da je pretpostavka bila točna (82,6 °C).

Provjera pretpostavljene temperature stijenke sekundara

Gustoća toplinskog toka na strani rashladne vode (u cijevi) svedena na vanjsku površinu cijevi, kao funkcija vanjske temperature stijenke cijevi:

$$q_{U,v} = \frac{t_{sr,primar} - t_{st,sekundar}}{\frac{d_v}{d_u \cdot \alpha_u} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda_{\check{c}}} \cdot \ln \frac{d_v}{d_u}} = \frac{t_{sr,primar}}{B} - \frac{t_{st,sekundar}}{B}$$

$$B = \frac{d_v}{d_u \cdot \alpha_u} + \frac{d_v}{2 \cdot \lambda_{\check{c}}} \cdot \ln \frac{d_v}{d_u} = \frac{16}{12,4 \cdot 2542} + \frac{16 \cdot 0,001}{2 \cdot 52,9} \cdot \ln \frac{16}{12,4}$$

$$B = 0,00055 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Veličina B se uvodi radi lakšeg računanja.

Gustoća toplinskog toka na strani izopentana (oko cijevi) svedena na vanjsku površinu cijevi, kao funkcija vanjske temperature stijenke cijevi:

$$q_{V,v} = \alpha_v \cdot (t_{st,sekundar} - t_{sr,sekundar})$$

Ravnoteža toplinskih tokova:

$$q_{U,v} = q_{V,v}$$

$$\frac{t_{sr,primar}}{B} - \frac{t_{st,sekundar}}{B} = \alpha_v \cdot (t_{st,sekundar} - t_{sr,sekundar})$$

$$\frac{t_{sr,primar}}{B} - \frac{t_{st,sekundar}}{B} = \alpha_v \cdot t_{st,sekundar} - \alpha_v \cdot t_{sr,sekundar}$$

$$t_{st,sekundar} = \frac{\frac{t_{sr,primar}}{B} + \alpha_v \cdot t_{sr,sekundar}}{\frac{1}{B} + \alpha_v} = \frac{\frac{87,355}{0,00055} + 411,3 \cdot 59,9}{\frac{1}{0,00055} + 411,3}$$

$$t_{st,sekundar} = 82,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Iz izračunatog se vidi da je pretpostavka bila točna (82,3 °C).

Provjera pretpostavljene duljine cijevi ε -NTU metodom

Koeficijent prolaza topline

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_{\check{c}}} \ln \frac{d_v}{d_u} + \frac{d_u}{d_v \cdot \alpha_v}} = \frac{1}{\frac{1}{2542} + \frac{12,4 \cdot 0,001}{2 \cdot 52,9} \ln \frac{16}{12,4} + \frac{12,4}{16 \cdot 411}}$$

$$k_u = 433,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$mc_{\text{primar}} = m_{\text{primar}} \cdot c_{p,\text{primar}} = 7,951 \cdot 4202,8$$

$$mc_{\text{primar}} = 33416 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$mc_{\text{sekundar}} = m_{\text{sekundar}} \cdot c_{p,\text{sekundar}} = 1,171 \cdot 2462,9$$

$$mc_{\text{sekundar}} = 2883 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$Q_{\text{max}} = \text{MIN}(mc_{\text{primar}}; mc_{\text{sekundar}}) \cdot (t'_1 - t'_2) = 2883 \cdot (89,9 - 30)$$

$$Q_{\text{max}} = 172,7 \text{ kW}$$

Efikasnost izmjenjivača:

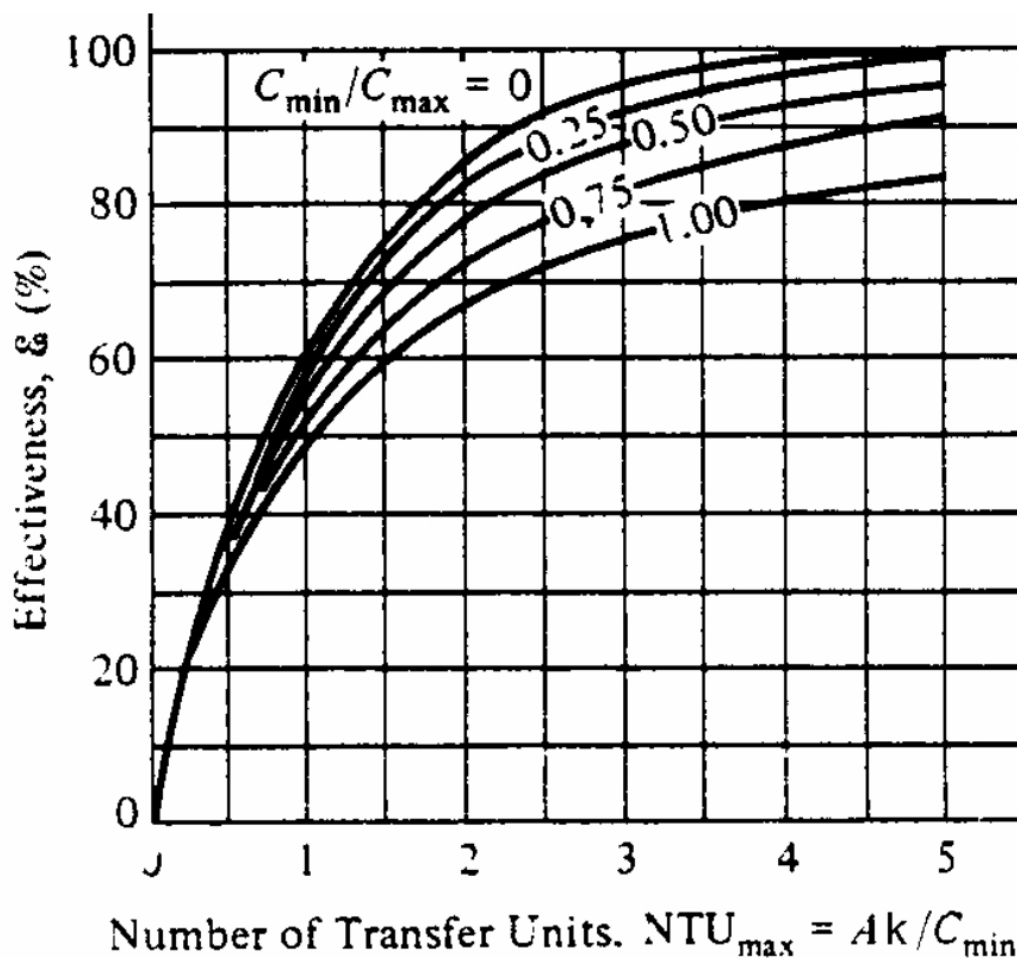
$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{max}}} = \frac{170,1}{172,7}$$

$$\varepsilon = 0,985 = 98,5 \%$$

$$\frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = \frac{\text{MIN}(mc_{\text{primar}}; mc_{\text{sekundar}})}{\text{MAX}(mc_{\text{primar}}; mc_{\text{sekundar}})} = \frac{2883}{33416}$$

$$\frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = 0,086$$

Sljedeći korak je očitavanje NTU-a iz dijagrama (eng. Number of Transfer Units).



Slika 2.2. Dijagram za određivanje veličine NTU.

Očitano:

$$NTU = 3,95$$

Površina potrebna za izmjenu topline (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$A_u = \frac{NTU \cdot \min(mc_{primar}; mc_{sekundar})}{k_u} = \frac{3,95 \cdot 2883}{433,4}$$

$$A_u = 26,276 \text{ m}^2$$

Potrebna duljina izmjenjivačkih cijevi (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$L_u = \frac{A_u}{d_u \cdot \pi \cdot n_c} = \frac{26,276}{12,4 \cdot 0,001 \cdot \pi \cdot 248}$$

$$L_u = 2,72 \text{ m}$$

Iz proračunatog se vidi da je pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi od 2,73 m dobro pretpostavljena. Razlika između pretpostavljene i izračunate duljine iznosi 0,4 %, što je prihvatljivo.

Dalje računamo sa usvojenom duljinom od 2,73 metra.

$$L = 2,73 \text{ m}$$

Dimenzijska kvaliteta izmjenjivača:

$$\frac{L}{D_v} = \frac{2,73}{0,419}$$

$$\frac{L}{D_v} = 6,52$$

Iz kotlogranje znamo da je izmjenjivač s omjerom L/D_v od 3 do 7 dobro dizajnirani izmjenjivač. Prema tome, naš izmjenjivač 1 spada u ovu kategoriju.

Proračun čvrstoće

Cilj proračuna čvrstoće je dati odgovor na pitanje jesu li komponente (cijevi te plašt s priključcima) zadovoljavajuće dimenzionirane, tj. hoće li doći do loma u radnim uvjetima (radni tlak i temperatura).

Provjera debljine stijenke čelične cijevi (opterećenje vanjskim tlakom)

Proračun je rađen prema [4], [5].

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Vanjski promjer cijevi:

Uvjet:

$$d_v < 200 \text{ mm}$$

$$d_v = 16 \text{ mm (uvjet je zadovoljen)}$$

Omjer vanjskog i unutarnjeg primjera:

$$\text{Uvjet: } \frac{d_v}{d_u} < 1,7$$

$$\frac{d_v}{d_u} = \frac{16}{12,4}$$

$$\frac{d_v}{d_u} = 1,29 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Dužina ulubljivanja:

$$l = L = 2,73 \text{ m}$$

Dužina ulubljivanja jednaka je duljini cijevi L.

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

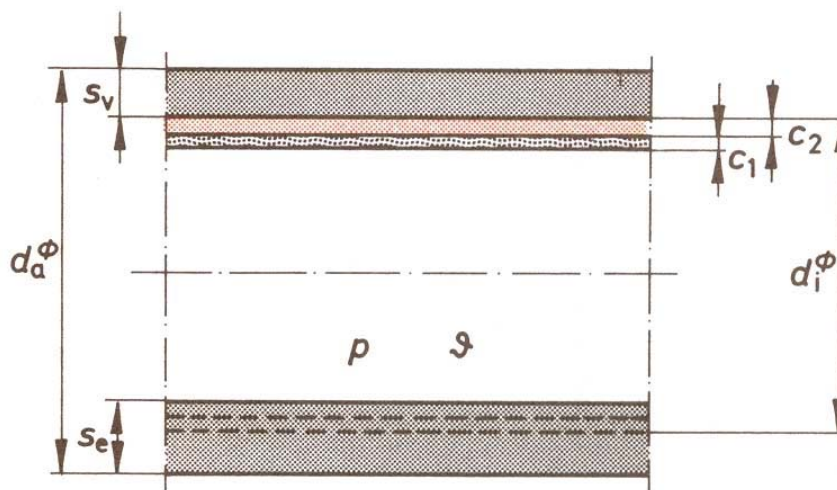
Koeficijent zavar:

$$v_{zavar} = 1$$

Izračunata debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = \frac{d_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v_{zavar} + p} = \frac{16 \cdot 8}{20 \cdot \frac{177}{1,5} \cdot 1 + 8}$$

$$s_v = 0,054 \text{ mm}$$



Slika 2.3. Parametri za određivanje debljine stijenke.

Koeficijent c_1' :

$$c_1' = 10 \%$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = (s_v + c_2) \cdot \frac{c_1'}{100 - c_1'} = (0,054 + 1) \cdot \frac{10}{100 - 10}$$

$$c_1 = 0,117 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi:

$$s_e = s_v + c_1 + c_2 = 0,054 + 0,117 + 1$$

$$s_e = 1,171 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke po standardu:

$$s_A = 1,8 \text{ mm}$$

Kao što se iz proračuna vidi, cijev odabrana po standardu zadovoljava.

Proračun cijevi na elastično ulubljivanje [7]:

Koeficijent S_k :

$$S_k = 3$$

Napomena. Po normi, u iduće dvije formule koristi se vrijednost s_e . Budući da je u našem proračunu odabrana cijev standardne debljine s_A , a ne izračunata minimalna debljina s_e , računa se sa vrijednošću s_A .

$$p_{el,krit} = \frac{E}{S_k} \cdot \frac{20}{1 - \nu^2} \cdot \left(\frac{s_A - c_1 - c_2}{D_s} \right)^3 = \frac{185000}{3} \cdot \frac{20}{1 - 0,3^2} \cdot \left(\frac{1,8 - 0,117 - 1}{16} \right)^3$$

$$p_{el,krit} = 36,33 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 8 bara tako da nema opasnosti od elastičnog ulubljivanja cijevi.

Proračun cijevi na plastično ulubljivanje:

Uvjet:

$$\frac{d_v}{l} \leq 5$$

$$\frac{d_v}{l} = \frac{16 \cdot 0,001}{2,73} = 0,006 \leq 5$$

Uvjet je zadovoljen.

Vrijednost u :

$$u = 1,5 \% = 0,015$$

$$p_{pl,krit} = \frac{20 \cdot K}{S} \cdot \frac{s_A - c_1 - c_2}{d_v} \cdot \frac{l}{1 + \frac{1,5 \cdot u \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{d_v}{l}\right) \cdot d_v}{100 \cdot (s_A - c_1 - c_2)}}$$

$$p_{pl,krit} = \frac{20 \cdot 177}{1,5} \cdot \frac{1,8 - 0,117 - 1}{16} \cdot \frac{2,73 \cdot 1000}{1 + \frac{1,5 \cdot 0,015 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{16}{2,73 \cdot 1000}\right) \cdot 16}{100 \cdot (1,8 - 0,117 - 1)}}$$

$$p_{pl,krit} = 273,5 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 8 bara tako da nema opasnosti od plastičnog ulubljivanja cijevi.

Provjera debljine stijenke plašta (ima izreze, opterećen je unutarnjim tlakom)

Proračun je rađen prema [8], [9].

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Uvjet: [8]

$$\frac{D_v}{D_u} \leq 1,2$$

$$\frac{D_v}{D_u} = \frac{419}{399} = 1,05 \leq 1,2$$

Uvjet je zadovoljen.

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

Koeficijent zavar:

$$\nu_{zavar} = 1$$

Izračunata debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = \frac{D_v \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot \nu_{zavar} + p} = \frac{419 \cdot 8}{20 \cdot \frac{177}{1,5} \cdot 1 + 8}$$

$$s_v = 1,42 \text{ mm}$$

Koeficijent c_1' :

$$c_1' = 15 \%$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = (s_v + c_2) \cdot \frac{c_1'}{100 - c_1'} = (1,42 + 1) \cdot \frac{15}{100 - 15}$$

$$c_1 = 0,427 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi (bez izreza):

$$s_e = s_v + c_1 + c_2 = 1,42 + 0,427 + 1$$
$$s_e = 2,84 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke po standardu:

$$s_A = \delta_{pl} = 10 \text{ mm}$$

Budući da će plašt imati priključne cijevi, samim time i izreze, treba napraviti proračun čvrstoće preko površina, vrijednosti čvrstoća materijala i radnog tlaka.

Uvjet: [9]

$$0,002 \leq \frac{\delta_{pl} - c_1 - c_2}{D_v} \leq 0,1$$
$$\frac{\delta_{pl} - c_1 - c_2}{D_v} = \frac{10 - 0,427 - 1}{419}$$
$$\frac{\delta_{pl} - c_1 - c_2}{D_v} = 0,02$$

$$0,02 \in [0,002, 0,1]$$

Uvjet je zadovoljen.

Priključna cijev DN 150 (159×4,5):

$$d_{v,pr} = 159 \text{ mm}$$

$$s_s = \delta_{pr} = 4,5 \text{ mm}$$

$$d_{u,pr} = d_{v,pr} - 2 \cdot \delta_{pr} = 159 - 2 \cdot 4,5$$

$$d_{u,pr} = 150 \text{ mm}$$

Materijal priključne cijevi:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K_{pr} = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

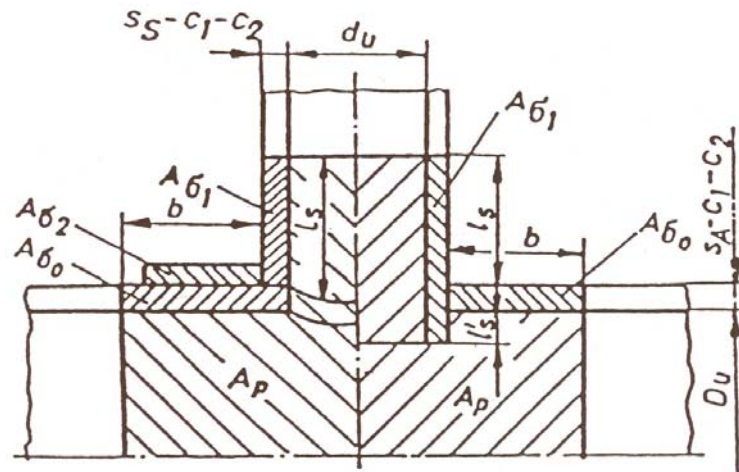
$$E_{pr} = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Minimalna udaljenost cijevi priključka od ruba plašta izmjenjivača:

$$b = \sqrt{(D_u + s_A - c_1 - c_2) \cdot (s_A - c_1 - c_2)} = \sqrt{(399 + 10 - 0,427 - 1) \cdot (10 - 0,427 - 1)}$$
$$b = 59,11 \text{ mm}$$

Nosiva dužina cijevnog priključka, mjereno od vanjskog promjera plašta izmjenjivača:

$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(d_{u,pr} - s_s - c_1 - c_2) \cdot (s_s - c_1 - c_2)}$$
$$l_s = 1,25 \cdot \sqrt{(150 - 4,5 - 0,427 - 1) \cdot (4,5 - 0,427 - 1)}$$
$$l_s = 27,11 \text{ mm}$$



Slika 2.4. Proračunska shema za ojačanje cilindra.

Priključna cijev ne ulazi u unutrašnjost plašta (cilindra) tako da je:

$$l'_s = 0 \text{ mm}$$

Ojačanje u obliku prstena se neće primjenjivati, prema tome:

$$A_{\sigma 2} = 0 \text{ mm}^2$$

Površine s lijeve strane simetrane:

$$A_{\sigma 0} = (b + s_s - c_1 - c_2) \cdot (s_A - c_1 - c_2) = (59,11 + 4,5 - 0,427 - 1) \cdot (10 - 0,427 - 1)$$

$$A_{\sigma 0} = 533,1 \text{ mm}^2$$

$$A_{\sigma 1} = l_s \cdot (s_s - c_1 - c_2) = 27,11 \cdot (4,5 - 0,427 - 1)$$

$$A_{\sigma 1} = 83,31 \text{ mm}^2$$

$$A_p = (l_s + s_A - c_1 - c_2) \cdot d_{u,pr} \cdot 0,5 + (b + s_s - c_1 - c_2 + 0,5 \cdot d_{u,pr}) \cdot 0,5 \cdot D_u$$

$$A_p = (27,11 + 10 - 0,427 - 1) \cdot 150 \cdot 0,5 + (59,11 + 4,5 - 0,427 - 1 + 0,5 \cdot 150) \cdot 0,5 \cdot 399$$

$$A_p = 30044 \text{ mm}^2$$

Nosiva površina poprečnog presjeka materijala:

$$A_{\sigma} = A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1} + A_{\sigma 2} = 688,4 + 83,31 + 0$$

$$A_{\sigma} = 616,4 \text{ mm}^2$$

Uvjet čvrstoće:

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma} \geq \frac{p}{10} \cdot A_p$$

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 0} + \left(\frac{K_1}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 1} + \left(\frac{K_2}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 2} \geq \frac{p}{10} \cdot A_p$$

2.2.2. Izmjenjivač topline 1 DH – dodatno hlađenje iza izmjenjivača 1 (rashladna voda – PTV)

Toplinski tok:

$$Q = 39,9 \text{ kW}$$

U tehničkoj specifikaciji motora s unutarnjim izgaranjem stoji da se pri hlađenju motora mora odvesti 210 kW toplinskog toka. Izmjenjivačem 1 odvedeno je 170,1 kW toplinskog toka što znači da dodatni izmjenjivač mora odvesti preostalih 39,9 kW.

Moguće opcije:

a) iskoristiti ovaj toplinski tok za grijanje hladne vodovodne u potrošnu toplu vodu (PTV) u izmjenjivaču topline bez pregrada (tip cijev u cijevi). Prednost je mali pad tlaka, a nedostatak je dimenzijski veći izmjenjivač u usporedbi kada bi bile korištene pregrade. Izmjenjivač za ovu opciju biti će proračunat u nastavku.

b) također iskoristiti toplinski tok za PTV, ali koristiti izmjenjivač s pregradama u plaštu. Prednost je manji i kompaktniji izmjenjivač, ali je veći pad tlaka. Zbog ovoga treba koristiti pumpu veće snage što dovodi do veće potrošnje električne energije.

c) budući da nije riječ o velikom toplinskom toku koji treba odvesti, izmjenjivač se može konstruirati i kao izmjenjivač s orebrenim cijevima kojima protok zraka (uslijed rada ventilatora) odvodi toplinski tok.

Termodinamički proračun

Proračun primara (rashladna voda u cijevima)

Temperatura vode na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_1 = 84,81 \text{ °C}$$

Temperatura vode na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_1 = 83,62 \text{ °C}$$

Radni tlak:

$$p_1 = 1,01325 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,primar} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{84,81 + 83,62}{2}$$

$$t_{sr,primar} = 84,215 \text{ °C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 4200,1 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 969,12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 336,5 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,6724 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protočna masa rashladne vode:

$$m = 7,983 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = 29,65 \text{ m}^3/\text{h}$$

Protočni volumen jedan je od parametara diplomskog zadatka i **ne smije** se mijenjati.

Geometrijske karakteristike cijevi primara

DN 10 (16×1,8)

Broj cijevi:

$$n_c = 110$$

Vodoravni razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_p = 25 \text{ mm}$$

Okomiti razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_u = 21,7 \text{ mm}$$

Odabrani materijal cijevi:

Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Koeficijent toplinske vodljivosti (vrijednost za 100 °C):

$$\lambda_{\text{č}} = 52,9 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Brzina strujanja u cijevima:

$$w = 0,62 \text{ m/s}$$

Preporučena brzina strujanja unutar cijevi iznosi $0,25 \div 1 \text{ m/s}$. Proračunata brzina zadovoljava.

Prijelaz topline s unutarnje strane cijevi

Prisutno je uzdužno strujanje u cijevi. Budući da se proračun provodi na isti način kao kod izmjenjivača 1, ovdje će biti uneseni samo ulazni podaci i konačni rezultati.

Pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi:

$$L_{\text{pretp}} = 1,32 \text{ m}$$

Pretpostavljena temperatura stijenke primara:

$$t_{\text{st,primar}} = 82,8 \text{ °C}$$

Koeficijent dinamičke viskoznosti za pretpostavljenu temperaturu stijenke:

$$\eta_{st,primar} = 342,3 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re = 22145$$

Reynoldsov broj veći je od 2300 što znači da je strujanje unutar cijevi turbulentno.

Prandtlov broj:

$$Pr = 2,1$$

Proračun Nusseltove značajke u prijelaznom i turbulentnom području, prema Hausenu:

Uvjeti:

$Re > 2300$ - zadovoljeno.

$0,5 \leq Pr \leq 1000$ - zadovoljeno.

$$Nu = 98,61$$

Koeficijent prijelaza topline primara (tj. s unutarnje strane cijevi):

$$\alpha_u = 5347 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Proračun sekundara (PTV u plaštu izmjenjivača)

Temperatura vode na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura vode na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

Radni tlak:

$$p_2 = 5 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,sekundar} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{20 + 50}{2}$$

$$t_{sr,sekundar} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 4178,2 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 994,21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 719,32 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,6235 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protočna masa rashladne vode:

$$m = 0,318 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = 7,276 \text{ m}^3/\text{h}$$

Geometrijske karakteristike cijevi sekundara (plašta)

Odabrana cijev: Bešavna čelična cijev DN 300 (323,9x7,1)

Odabrani materijal: Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Vanjski promjer plašta:

$$D_v = 323,9 \text{ mm}$$

Debljina stijenke plašta:

$$\delta_{pl} = 7,1 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer plašta:

$$D_u = 309,7 \text{ mm}$$

Prijelaz topline s vanjske strane cijevi

Pretpostavljena temperatura stijenke sekundara:

$$t_{st,sekundar} = 82,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Koeficijent dinamičke viskoznosti za pretpostavljenu temperaturu stijenke:

$$\eta_{st,sekundar} = 343,3 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Površina strujanja:

$$A_{str} = (D_u^2 - n_c \cdot d_v^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (309,7^2 - 110 \cdot 16^2) \cdot \frac{\pi}{4}$$
$$A_{str} = 53214 \text{ mm}^2$$

Oplahivani opseg:

$$O = (D_u + n_c \cdot d_v) \cdot \pi = (309,7 + 110 \cdot 16) \cdot \pi$$
$$O = 6502 \text{ mm}$$

Ekvivalentni promjer strujanja sekundara:

$$d_e = 4 \cdot \frac{A_{str}}{O} = 4 \cdot \frac{53214}{6502}$$
$$d_e = 32,7 \text{ mm}$$

Brzina strujanja sekundara:

$$w_s = \frac{m}{\rho \cdot A_{str}} = \frac{0,318}{994,21 \cdot 53214 \cdot 10^{-6}}$$

$$w_s = 0,006 \text{ m/s}$$

Koeficijenti f_G i f_Q :

$$f_G = 1 + \left(\frac{d_e}{L_{pretp}} \right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{32,7 \cdot 0,001}{1,32} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$f_G = 1,085$$

$$f_Q = \left(\frac{\eta}{\eta_{st,sekundar}} \right)^{0,14} = \left(\frac{719,32 \cdot 10^{-6}}{343,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14}$$

$$f_Q = 1,109$$

Reynoldsov broj:

$$Re = \frac{w_s \cdot d_e \cdot \rho}{\eta} = \frac{0,006 \cdot 32,7 \cdot 0,001 \cdot 994,21}{719,32 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 271$$

Budući da je Reynoldsov broj manji od 2300, strujanje u plaštu biti će laminarno. Proračun će se vršiti prema [10].

Prandtllov broj:

Uvjet:

$$0,48 \leq Pr \leq 16700$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{719,32 \cdot 10^{-6} \cdot 4178,2}{0,6235}$$

$$Pr = 4,82$$

Uvjet je zadovoljen.

Uvjet:

$$\left(\frac{d_e}{L_{pretp}} \right) \cdot Re \cdot Pr > 10$$

$$\left(\frac{d_e}{L_{pretp}} \right) \cdot Re \cdot Pr = \left(\frac{32,7 \cdot 0,001}{1,32} \right) \cdot 271 \cdot 4,82 > 10$$

$$32,36 > 10$$

Uvjet je zadovoljen.

Nusseltova značajka:

$$Nu = 1,86 \cdot \left[\left(\frac{d_e}{L_{pretp}} \right) \cdot Re \cdot Pr \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_{st,sekundar}} \right)^{0,14}$$

$$Nu = 1,86 \cdot \left[\left(\frac{32,7 \cdot 0,001}{1,32} \right) \cdot 271 \cdot 4,82 \right]^{1/3} \cdot \left(\frac{719,32 \cdot 10^{-6}}{343,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14}$$

$$Nu = 6,574$$

Koeficijent prijelaza topline sekundara (tj. s vanjske strane cijevi):

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_e} = \frac{6,574 \cdot 0,6235}{32,7 \cdot 0,001}$$
$$\alpha_v = 125,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Provjera pretpostavljenih temperatura stijenki primara i sekundara:

Formule su iste kao u slučaju računanja ovih vrijednosti u izmjenjivaču 1.

$$A = 0,00621 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$
$$t_{st,primar} = 82,78 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$B = 0,00028 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$
$$t_{st,sekundar} = 82,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

Provjera pretpostavljene duljine cijevi ε -NTU metodom

Također se računa na isti način kao u slučaju izmjenjivača 1.

Koeficijent prolaza topline

$$k_u = 156,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$mc_{primar} = 33529 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$mc_{sekundar} = 2883 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$Q_{max} = 86,13 \text{ kW}$$

Efikasnost izmjenjivača:

$$\varepsilon = 0,463 = 46,3 \%$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,04$$

$$NTU = 0,66$$

Površina potrebna za izmjenu topline (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$A_u = 5,612 \text{ m}^2$$

Potrebna duljina izmjenjivačkih cijevi (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$L_u = 1,31 \text{ m}$$

Iz proračunatog se vidi da je pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi od 1,31 m dobro pretpostavljena. Razlika između pretpostavljene i izračunate duljine iznosi 0,8 %, što je prihvatljivo.

Dalje računamo sa usvojenom duljinom od 1,32 metra.

$$L = 1,32 \text{ m}$$

Dimenzijska kvaliteta izmjenjivača:

$$\frac{L}{D_v} = \frac{1,32}{0,3239}$$

$$\frac{L}{D_v} = 4,08$$

Iz kotlogranje znamo da je izmjenjivač s omjerom L/D_v od 3 do 7 dobro dizajnirani izmjenjivač. Prema tome, naš izmjenjivač 1 DH spada u ovu kategoriju.

Proračun čvrstoće

Provodi se na isti način kao i kod izmjenjivača 1 tako da će ovdje biti izneseni samo ulazni i konačni izlazni podaci.

Provjera debljine stijenke čelične cijevi (opterećenje vanjskim tlakom)

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Dužina ulubljivanja:

$$l = L = 1,32 \text{ m}$$

Dužina ulubljivanja jednaka je duljini cijevi L.

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

Koeficijent zavar:

$$\nu_{zavar} = 1$$

Debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = 0,034 \text{ mm}$$

Koeficijent c_1' :

$$c_1' = 10 \%$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = 0,115 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi:

$$s_e = 1,149 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke po standardu:

$$s_A = 1,8 \text{ mm}$$

Kao što se iz proračuna vidi, cijev odabrana po standardu zadovoljava.

Proračun cijevi na elastično ulubljivanje:

Koeficijent S_k :

$$S_k = 3$$

$$p_{el,krit} = 78,68 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 5 bara tako da nema opasnosti od elastičnog ulubljivanja cijevi.

Proračun cijevi na plastično ulubljivanje:

Vrijednost u :

$$u = 1,5 \% = 0,015$$

$$p_{pl,krit} = 132,6 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 5 bara tako da nema opasnosti od plastičnog ulubljivanja cijevi.

Provjera debljine stijenke plašta (ima izreze, opterećen je unutarnjim tlakom)

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

Koeficijent zavora:

$$\nu_{zavar} = 1$$

Debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = 0,68 \text{ mm}$$

Koeficijent c_1' :

$$c_1' = 15 \%$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = 0,296 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi (bez izreza):

$$s_e = 1,98 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke po standardu:

$$s_A = \delta_{pl} = 7,1 \text{ mm}$$

Budući da će plašt imati priključne cijevi, samim time i izreze, treba napraviti proračun čvrstoće preko površina, vrijednosti čvrstoća materijala i radnog tlaka.

Priključna cijev DN 20 (25×2):

$$d_{v,pr} = 25 \text{ mm}$$

$$s_s = \delta_{pr} = 2 \text{ mm}$$

$$d_{u,pr} = 21 \text{ mm}$$

Materijal priključne cijevi:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K_{pr} = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E_{pr} = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Minimalna udaljenost cijevi priključka od ruba plašta izmjenjivača:

$$b = 42,79 \text{ mm}$$

Nosiva dužina cijevnog priključka, mjereno od vanjskog promjera plašta izmjenjivača:

$$l_s = 4,89 \text{ mm}$$

Priključna cijev ne ulazi u unutrašnjost plašta (cilindra) tako da je:

$$l'_s = 0 \text{ mm}$$

Ojačanje u obliku prstena se neće primjenjivati, prema tome:

$$A_{\sigma 2} = 0 \text{ mm}^2$$

Ostale površine:

$$A_{\sigma 0} = (b + s_s - c_1 - c_2) \cdot (s_A - c_1 - c_2) = (42,79 + 2 - 0,296 - 1) \cdot (7,1 - 0,296 - 1)$$

$$A_{\sigma 0} = 248,4 \text{ mm}^2$$

$$A_{\sigma 1} = l_s \cdot (s_s - c_1 - c_2) = 4,89 \cdot (2 - 0,296 - 1)$$

$$A_{\sigma 1} = 3,44 \text{ mm}^2$$

$$A_p = (l_s + s_A - c_1 - c_2) \cdot d_{u,pr} \cdot 0,5 + (b + s_s - c_1 - c_2 + 0,5 \cdot d_{u,pr}) \cdot 0,5 \cdot D_u$$

$$A_p = (4,89 + 7,1 - 0,296 - 1) \cdot 21 \cdot 0,5 + (42,79 + 2 - 0,296 - 1 + 0,5 \cdot 25) \cdot 0,5 \cdot 309,7$$

$$A_p = 8473 \text{ mm}^2$$

Nosiva površina poprečnog presjeka materijala:

$$A_\sigma = A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1} + A_{\sigma 2} = 248,4 + 3,44 + 0$$

$$A_\sigma = 251,8 \text{ mm}^2$$

Uvjet čvrstoće:

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_\sigma \geq \frac{p}{10} \cdot A_p$$

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 0} + \left(\frac{K_1}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 1} + \left(\frac{K_2}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 2} \geq \frac{p}{10} \cdot A_p$$

Budući da je $K=K_1=K_2$, $S=S=S$, $p=p_2$ (radni tlak u plaštu) i $A_{\sigma 2}=0$, jednadžba prelazi u oblik:

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p_2}{20}\right) \cdot (A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1}) \geq \frac{p_2}{10} \cdot A_p$$

$$\left(\frac{177}{1,5} - \frac{5}{20}\right) \cdot (248,4 + 3,44) \geq \frac{5}{10} \cdot 8473$$

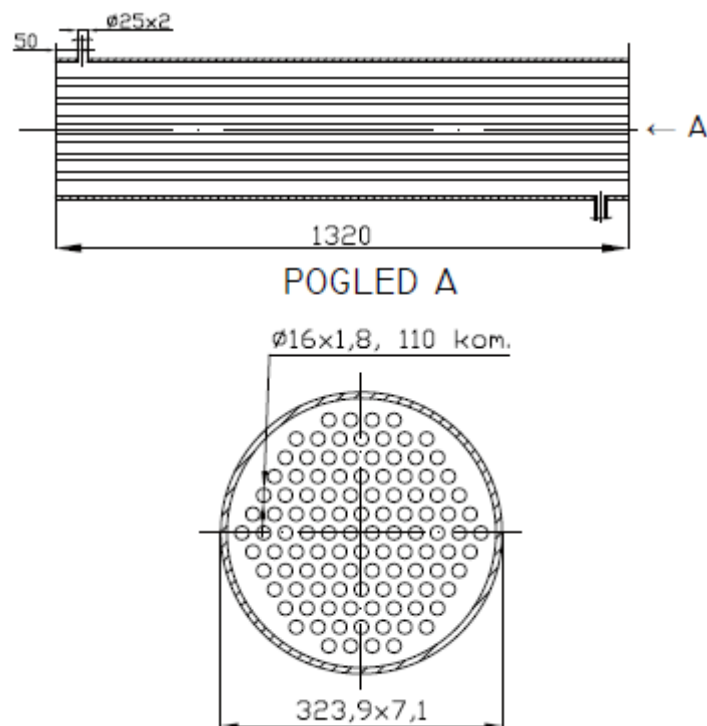
$$30125 > 4237$$

Stijenka je predimenzionirana za :

$$PR = \frac{30125}{4237} - 1$$

$$PR = 611 \%$$

Kao što se iz proračunatog vidi, odabrana debljina stijenke plašta odgovara s obzirom na zadane radne uvjete. Neće doći do loma.



Slike 2.7 i 2.8. Nacrt (gornja slika) i bokocrt (donja slika, pogled A) izmjenjivača 1 DH.
Mjerila M1:20 (nacrt) i M1:10 (bokocrt).

2.2.3. Izmjenjivač topline 3 – isparivač (dimni plinovi – izopentan)

Toplinski tok:

$$Q = 340 \text{ kW}$$

U isparivaču, prethodno zagrijani izopentan iz izmjenjivača 4 (biti će proračunat nakon izmjenjivača 3) dovršava svoj proces predgrijavanja i konačno isparava. Para izopentana tada odlazi u turbinu.

Termodinamički proračun

Budući da dimni plinovi dolaze iz motora, prvo je potrebno provesti proračun izgaranja kako bi mogli dobiti svojstva dimnih plinova te toplinski tok (snagu) samog izmjenjivača.

Tablica 2.2. Podaci o gorivu (bioplin). [11], [12], [13]

Sudionici	Molarni udio n'_i	Ogrijevna vrijednost H_d (kJ/m ³ _n)	Molarni volumen v_M (m ³ _n /kmol)
Metan CH ₄	0,65	35730	22,36
Ugljični dioksid CO ₂	0,35	-45077	22,4

Ogrijevna vrijednost goriva:

$$H_d = \sum_{i=1}^n \frac{n'_i \cdot H_{d,i} \cdot v_{M,i}}{M_i} = \frac{n'_{CH_4} \cdot H_{CH_4} \cdot v_{M,CH_4}}{M_{CH_4}} + \frac{n'_{CO_2} \cdot H_{d,CO_2} \cdot v_{M,CO_2}}{M_{CO_2}}$$

$$H_d = \frac{0,65 \cdot 35730 \cdot 22,36}{16,04} + \frac{0,35 \cdot (-45077) \cdot 22,4}{44,01}$$

$$H_d = 24235 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Molarna masa goriva:

$$M = \sum_{i=1}^n n'_i \cdot M_i = n'_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + n'_{CO_2} \cdot M_{CO_2}$$

$$M = 0,65 \cdot 16,04 + 0,35 \cdot 44,01$$

$$M = 25,83 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Karakteristike motora s unutarnjim izgaranjem: [11]

$P = 555 \text{ kW}$ – snaga motora na vratilu

$sttg = 2,42 \text{ kWh/kWh}$ – specifični toplinski tok goriva (toplinski tok goriva/snaga motora)

$m_{zr} = 2634 \text{ kg/h}$ – maseni protok zraka za izgaranje

$m_{dp} = 2952 \text{ kg/h}$ – maseni protok dimnih plinova

Maseni protok goriva:

$$m_G = \frac{sttg \cdot P}{H_d} = \frac{2,42 \cdot 555}{24235}$$

$$m_G = 0,0552 \text{ kg/s}$$

Molarni protok goriva:

$$n_G = \frac{m_G}{M} = \frac{0,0552}{25,83}$$

$$n_G = 0,002137 \text{ kmol/s}$$

Molarni protok zraka:

$$n_{zr} = \frac{m_{zr}}{M_{zr}} = \frac{2634}{3600 \cdot 28,95}$$

$$n_{zr} = 0,0253 \text{ kmol/s}$$

Minimalna potrebna količina zraka za izgaranje:

$$O_{min} = 0,5 \cdot n'_{H_2} + 2 \cdot n'_{CH_4} - n'_{O_2} = 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 0,65 - 0$$

$$O_{min} = 1,3 \frac{\text{kmol}_{O_2}}{\text{kmol}_G}$$

Faktor pretička zraka:

$$\lambda = \frac{n_{zr} \cdot 0,21}{n_G \cdot O_{min}} = \frac{0,0253 \cdot 0,21}{0,002137 \cdot 1,3}$$

$$\lambda = 1,912$$

Toplinski tok goriva:

$$\Phi_G = m_G \cdot H_d = 0,0552 \cdot 24235$$

$$\Phi_G = 1344 \text{ kW}$$

Produkti izgaranja:

$$n_{CO_2} = n'_{CH_4} + n'_{CO_2} = 0,65 + 0,35$$

$$n_{CO_2} = 1 \frac{\text{kmol}_{CO_2}}{\text{kmol}_{DP}}$$

$$n_{H_2O} = 2 \cdot n'_{CH_4} + n'_{H_2} = 2 \cdot 0,65 + 0$$

$$n_{H_2O} = 1,3 \frac{\text{kmol}_{H_2O}}{\text{kmol}_{DP}}$$

$$n_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot O_{min} = (1,912 - 1) \cdot 1,3$$

$$n_{O_2} = 1,1856 \frac{\text{kmol}_{O_2}}{\text{kmol}_{DP}}$$

$$n_{N_2} = \frac{\lambda \cdot O_{min} \cdot 0,79}{0,21} + n'_{N_2} = \frac{1,912 \cdot 1,3 \cdot 0,79}{0,21} + 0$$

$$n_{N_2} = 9,351 \frac{\text{kmol}_{N_2}}{\text{kmol}_{DP}}$$

Molarni udjeli sudionika u dimnim plinovima:

$$y_{CO_2} = \frac{n_i}{\sum n_i} = \frac{n_{CO_2}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}} = \frac{1}{1 + 1,3 + 1,1856 + 9,351}$$

$$y_{CO_2} = 0,0779$$

$$y_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}} = \frac{1,3}{1 + 1,3 + 1,1856 + 9,351}$$

$$y_{H_2O} = 0,1013$$

$$y_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}} = \frac{1,1856}{1 + 1,3 + 1,1856 + 9,351}$$

$$y_{O_2} = 0,0924$$

$$y_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}} = \frac{9,351}{1 + 1,3 + 1,1856 + 9,351}$$

$$y_{N_2} = 0,7285$$

Određivanje temperature kondenzacije vodene pare u dimnim plinovima:

$p = 1,01325$ bar – tlak dimnih plinova

$y_{H_2O} = 0,1013$ - molarni udio vodene pare u dimnim plinovima

$$p'_{H_2O} = p \cdot y_{H_2O} = 1,01325 \cdot 0,1013$$

$p'_{H_2O} = 0,103$ bar - parcijalni tlak vodene pare

$t'_{H_2O} = 46,3$ °C – parcijalna temperatura zasićenja vodene pare

Iz proračunatog se vidi da će na temperaturi od 46,3 °C doći do kondenzacije vodene pare iz dimnih plinova. Zbog ovoga je preporučeno **ne hladiti** dimne plinove na nižu temperaturu od oko **50 °C**.

Svojstva dimnih plinova

Ulazna temperatura dimnih plinova:

$$t_{ul,DP} = 492$$
 °C

Izlazna temperatura dimnih plinova:

$$t_{izl,DP} = 123$$
 °C

Srednja temperatura dimnih plinova:

$$t_{sr,DP} = \frac{t_{ul,DP} + t_{izl,DP}}{2} = \frac{492 + 123}{2}$$

$$t_{sr,DP} = 307,5$$
 °C

Srednji molarni toplinski kapacitet dimnih plinova:

Tablica 2.3. Podaci za proračun srednjeg molarnog kapaciteta dimnih plinova.

Sudionik	y_i	$[C_{mp,i}]_{tul}$	$y_i^*[C_{mp,i}]_{tul}$	$[C_{mp,i}]_{tizl}$	$y_i^*[C_{mp,i}]_{tizl}$
CO ₂	0,0779	44,467	3,464	38,56	3,004
H ₂ O	0,1013	35,587	3,605	33,828	3,427
O ₂	0,0924	31,298	2,892	29,628	2,738
N ₂	0,7285	29,843	21,741	29,163	21,245
		Suma	31,702		30,414

$$C_{mp,DP} = \frac{\sum [C_{mp,i}]_{tul} \cdot t_{ul,DP} - \sum [C_{mp,i}]_{tizl} \cdot t_{izl,DP}}{t_{ul,DP} - t_{izl,DP}} = \frac{31,702 \cdot 492 - 30,414 \cdot 123}{492 - 123}$$

$$C_{mp,DP} = 32,131 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$$

Molarna masa dimnih plinova:

$$M_{DP} = \sum_{i=1}^n (y_i \cdot M_i) = y_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + y_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + y_{O_2} \cdot M_{O_2} + y_{N_2} \cdot M_{N_2}$$

$$M_{DP} = 0,0779 \cdot 44,01 + 0,1013 \cdot 18,032 + 0,0924 \cdot 32 + 0,7285 \cdot 28,02$$

$$M_{DP} = 28,62 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$$

Plinska konstanta dimnih plinova:

$$R_{DP} = \frac{R_M}{M_{DP}} = \frac{8314}{28,62}$$

$$R_{DP} = 290,5 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Srednji specifični toplinski kapacitet dimnih plinova:

$$c_{p,DP} = \frac{C_{mp,DP}}{M_{DP}} = \frac{32,131}{28,62}$$

$$c_{p,DP} = 1,123 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Gustoća dimnih plinova:

$$\rho_{DP} = \frac{p}{R_{DP} \cdot (t_{sr,DP} + 273,15)} = \frac{101325}{290,5 \cdot (307,5 + 273,15)}$$

$$\rho_{DP} = 0,6007 \text{ kg/m}^3$$

Protočni volumen dimnih plinova:

$$V_{DP} = \frac{m_{dp}}{\rho_{DP}} = \frac{2952}{3600 \cdot 0,6007}$$

$$V_{DP} = 1,365 \text{ m}^3/\text{s}$$

Koeficijent dinamičke žilavosti dimnih plinova prema Sutherlandovoj formuli:

Tablica 2.4. Podaci za proračun dinamičke žilavosti dimnih plinova prema Sutherlandovoj formuli.

Sudionik	y_i	T_0	$\eta_{a0} \cdot 10^8$	C	$\eta_{DP,sr} \cdot 10^8$	$y_i \cdot \eta_{DP,sr} \cdot 10^8$
CO ₂	0,0779	273,15	1366	274	2710,43	211,14
H ₂ O	0,1013	372,15	1354,05	673	2200,05	222,87
O ₂	0,0924	273,15	1920	138	3404,5	314,58
N ₂	0,7285	273,15	1665	103	2839,3	2068,43
					suma	2817,02

$$\eta_{DP} = 2817 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Tablica 2.5. Tablica za proračun koeficijenta toplinske vodljivosti dimnih plinova.

Sudionik	y_i	C	$10^6 \cdot E$	$10^6 \cdot D$	λ_0	$\lambda_{tDP,sr}$	$y_i \cdot \lambda_{tDP,sr}$
CO ₂	0,0779	274	1026	1352	0,0163	0,0353	0,00275
H ₂ O	0,1013	673	0	3365	0,0159	0,0376	0,003809
O ₂	0,0924	123,6	0	2115	0,0241	0,042	0,003881
N ₂	0,7285	123,6	0	2115	0,0241	0,042	0,030597
						Suma	0,041037

$$\lambda_{DP} = 0,041037 \frac{W}{mK}$$

Toplinski tok (snaga):

$$Q = m_{DP} \cdot c_{p,DP} \cdot (t_{ul,DP} - t_{izl,DP}) = \frac{2952}{3600} \cdot 1,123 \cdot (492 - 123)$$

$$Q = 340 kW$$

Proračun primara (dimni plinovi u cijevima)

Temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_1 = 492 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_1 = 123 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Radni tlak:

$$p_1 = 1,01325 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,primar} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{492 + 123}{2}$$

$$t_{sr,primar} = 307,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 1123 \frac{J}{kgK}$$

Gustoća:

$$\rho = 0,6007 \frac{kg}{m^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 2817 \cdot 10^{-8} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,041037 \frac{W}{mK}$$

Protočna masa dimnih plinova:

$$m = 0,82 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = 4917 \text{ m}^3/\text{h}$$

Geometrijske karakteristike cijevi primara

$$\text{DN } 25 (33,7 \times 2,6)$$

Broj cijevi:

$$n_c = 149$$

Vodoravni razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_p = 80 \text{ mm}$$

Okomiti razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_u = 69,3 \text{ mm}$$

Odabrani materijal cijevi:

Č. 7100 – čelik za kotlovski lim

Koeficijent toplinske vodljivosti (vrijednost za 500 °C):

$$\lambda_{\text{č}} = 37,8 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Brzina strujanja u cijevima:

$$w = 14,37 \text{ m/s}$$

Preporučena brzina strujanja unutar cijevi iznosi $10 \div 20 \text{ m/s}$. Proračunata brzina zadovoljava.

Prijelaz topline s unutarnje strane cijevi

Prisutno je uzdužno strujanje u cijevi. Budući da se proračun provodi na isti način kao kod izmjenjivača 1, ovdje će biti uneseni samo ulazni podaci i konačni rezultati.

Pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi:

$$L_{\text{pretp}} = 7,21 \text{ m}$$

Pretpostavljena temperatura stijenke primara:

$$t_{\text{st,primar}} = 107,6 \text{ °C}$$

Koeficijent dinamičke viskoznosti za pretpostavljenu temperaturu stijenke:

$$\eta_{\text{st,primar}} = 2071 \cdot 10^{-8} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re = 8733$$

Reynoldsov broj veći je od 2300 što znači da je strujanje unutar cijevi turbulentno.

Prandtllov broj:

$$Pr = 0,77$$

Proračun Nusseltove značajke u prijelaznom i turbulentnom području, prema Hausenu:

Uvjeti:

$Re > 2300$ - zadovoljeno.

$0,5 \leq Pr \leq 1000$ - zadovoljeno.

$$Nu = 25,82$$

Koeficijent prijelaza topline primara (tj. s unutarnje strane cijevi):

$$\alpha_u = 37,18 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Proračun sekundara (PTV u plaštu izmjenjivača)

Temperatura izopentana na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_2 = 97 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura izopentana na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_2 = 104,82 \text{ }^\circ\text{C}$$

Radni tlak:

$$p_2 = 8 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,sekundar} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{97 + 104,82}{2}$$

$$t_{sr,sekundar} = 100,91 \text{ }^\circ\text{C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 2754,4 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 526,92 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 108,78 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,08282 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Ova svojstva odnose se na izopentan kao kapljevinu.

Za računanje protočne mase izopentana, potrebno je uzeti u obzir činjenicu da se izopentan prvo mora zagrijati na temperaturu zasićenja ($x=0$), a zatim mu treba dovesti još toplinskog toka kako bi mogao u potpunosti ispariti, tj. prijeći u stanje suhozasićene pare ($x=1$).

$$h' = 194,2 \text{ kJ/kg} - \text{entalpija vrele kapljevine (x=0)}$$

$$h'' = 463,07 \text{ kJ/kg} - \text{entalpija suhozasićene pare (x=1)}$$

Protočna masa izopentana:

$$Q = m \cdot c_p \cdot (t_2'' - t_2') + m \cdot (h'' - h')$$

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot (t_2'' - t_2') + (h'' - h')} = \frac{340 \cdot 1000}{2754,4 \cdot (104,82 - 97) + (463,07 - 194,2)}$$

$$m = 1,171 \text{ kg/s}$$

Razlog zašto izopentan odmah ne ulazi u isparivač pri temperaturi zasićenja je zaštita od pojave pregrijane pare. Naime, ukoliko dođe do pada tlaka, past će i temperatura zasićenja izopentana, a to znači da će se javiti pregrijana para izopentana. To nije poželjno i to se izbjegava tako da se temperatura izopentana na ulazu u isparivač umanjuje za 5 – 10 °C u odnosu na temperaturu zasićenja pri dotičnom radnom tlaku.

Protočni volumen:

$$V = 7,999 \text{ m}^3/\text{h}$$

Geometrijske karakteristike cijevi sekundara (plašta)

Odabrana cijev: Čelični lim (1500x12)

Odabrani materijal: Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Vanjski promjer plašta:

$$D_v = 1500 \text{ mm}$$

Debljina stijenke plašta:

$$\delta_{pl} = 12 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer plašta:

$$D_u = 1476 \text{ mm}$$

Prijelaz topline s vanjske strane cijevi

Koeficijent prijelaza topline s vanjske strane cijevi računa se tako da se pretpostavi temperatura stijenke sekundara, a zatim se preko formule koeficijent prijelaza računa direktno. Zadnji korak je provjera pretpostavljene temperature stijenke sekundara. [14]

Pretpostavljena temperatura stijenke sekundara:

$$t_{st,sekundar} = 107,02 \text{ °C}$$

$$\Delta t = t_{st,sekundar} - t_{zas} = t_{st,sekundar} - t_2''$$

$$\alpha_v = 22,8 \cdot \Delta t^{2,571} \cdot p_2^{0,857} = 22,8 \cdot (107,02 - 104,82)^{2,571} \cdot 8^{0,857}$$

$$\alpha_v = 1029 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Provjera pretpostavljenih temperatura stijenki primara i sekundara:

Formule su iste kao u slučaju računanja ovih vrijednosti u izmjenjivaču 1.

$$A = 0,00089 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

$$t_{st,primar} = 107,53 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$B = 0,03188 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

$$t_{st,sekundar} = 107,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Provjera pretpostavljene duljine cijevi ε -NTU metodom

Također se računa na isti način kao u slučaju izmjenjivača 1.

Koeficijent prolaza topline

$$k_u = 36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$mC_{primar} = 921,4 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$mC_{sekundar} = 3225 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$Q_{max} = 364 \text{ kW}$$

Efikasnost izmjenjivača:

$$\varepsilon = 0,934 = 93,4 \%$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,29$$

$$NTU = 3,75$$

Površina potrebna za izmjenu topline (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$A_u = 95,979 \text{ m}^2$$

Potrebna duljina izmjenjivačkih cijevi (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$L_u = 7,194 \text{ m}$$

Iz proračunatog se vidi da je pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi od 7,21 m dobro pretpostavljena. Razlika između pretpostavljene i izračunate duljine iznosi 0,2 %, što je prihvatljivo.

Dalje računamo sa usvojenom duljinom od 7,21 metra.

$$L = 7,21 \text{ m}$$

Dimenzijska kvaliteta izmjenjivača:

$$\frac{L}{D_v} = \frac{7,21}{1,5}$$

$$\frac{L}{D_v} = 4,81$$

Iz kotlogranje znamo da je izmjenjivač s omjerom L/D_v od 3 do 7 dobro dizajnirani izmjenjivač. Prema tome, naš izmjenjivač 3 (isparivač) spada u ovu kategoriju.

Proračun čvrstoće

Provodi se na isti način kao i kod izmjenjivača 1 tako da će ovdje biti izneseni samo ulazni i konačni izlazni podaci.

Provjera debljine stijenke čelične cijevi (opterećenje vanjskim tlakom)

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 500 °C) [6]:

$$K = 147 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 500 °C) [6]:

$$E = 165000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Dužina ulubljivanja:

$$l = L = 7,21 \text{ m}$$

Dužina ulubljivanja jednaka je duljini cijevi L.

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

Koeficijent zavora:

$$\nu_{zavar} = 1$$

Debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = 0,137 \text{ mm}$$

Koeficijent c_1' :

$$c_1' = 10 \%$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = 0,126 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi:

$$s_e = 1,263 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke po standardu:

$$s_A = 2,6 \text{ mm}$$

Kao što se iz proračuna vidi, cijev odabrana po standardu zadovoljava.

Proračun cijevi na elastično ulubljivanje:

Koeficijent S_k :

$$S_k = 3$$

$$p_{el,krit} = 12,92 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 8 bara tako da nema opasnosti od elastičnog ulubljivanja cijevi.

Proračun cijevi na plastično ulubljivanje:

Vrijednost u :

$$u = 1,5 \% = 0,015$$

$$p_{pl,krit} = 614,9 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 8 bara tako da nema opasnosti od plastičnog ulubljivanja cijevi.

Provjera debljine stijenke plašta (ima izreze, opterećen je unutarnjim tlakom)

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

Koeficijent zavarar:

$$\nu_{zavar} = 1$$

Debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = 5,07 \text{ mm}$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = 0,5 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi (bez izreza):

$$s_e = 6,57 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke:

$$s_A = \delta_{pl} = 12 \text{ mm}$$

Budući da će plašt imati priključnu cijev (parni dom), samim time i izrez, treba napraviti proračun čvrstoće preko površina, vrijednosti čvrstoća materijala i radnog tlaka.

Priključna cijev DN 500 (508×11) – parni dom:

$$d_{v,pr} = 508 \text{ mm}$$

$$s_s = \delta_{pr} = 11 \text{ mm}$$

$$d_{u,pr} = 486 \text{ mm}$$

Materijal priključne cijevi:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:

$$K_{pr} = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E_{pr} = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Minimalna udaljenost cijevi priključka od ruba plašta izmjenjivača:

$$b = 125 \text{ mm}$$

Nosiva dužina cijevnog priključka, mjereno od vanjskog promjera plašta izmjenjivača:

$$l_s = 85,76 \text{ mm}$$

Priključna cijev ne ulazi u unutrašnjost plašta (cilindra) tako da je:

$$l'_s = 0 \text{ mm}$$

Ojačanje u obliku prstena se neće primjenjivati, prema tome:

$$A_{\sigma 2} = 0 \text{ mm}^2$$

Ostale površine:

$$A_{\sigma 0} = (b + s_s - c_1 - c_2) \cdot (s_A - c_1 - c_2) = (125 + 11 - 0,5 - 1) \cdot (12 - 0,5 - 1)$$

$$A_{\sigma 0} = 1412 \text{ mm}^2$$

$$A_{\sigma 1} = l_s \cdot (s_s - c_1 - c_2) = 85,76 \cdot (11 - 0,5 - 1)$$

$$A_{\sigma 1} = 914,5 \text{ mm}^2$$

$$A_p = (l_s + s_A - c_1 - c_2) \cdot d_{u,pr} \cdot 0,5 + (b + s_s - c_1 - c_2 + 0,5 \cdot d_{u,pr}) \cdot 0,5 \cdot D_u$$

$$A_p = (85,76 + 12 - 0,5 - 1) \cdot 486 \cdot 0,5 + (125 + 11 - 0,5 - 1 + 0,5 \cdot 486) \cdot 0,5 \cdot 1476$$

$$A_p = 301935 \text{ mm}^2$$

Nosiva površina poprečnog presjeka materijala:

$$A_{\sigma} = A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1} + A_{\sigma 2} = 1412 + 914,5 + 0$$

$$A_{\sigma} = 2327 \text{ mm}^2$$

Uvjet čvrstoće:

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma} \geq \frac{p}{10} \cdot A_p$$

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 0} + \left(\frac{K_1}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 1} + \left(\frac{K_2}{S} - \frac{p}{20}\right) \cdot A_{\sigma 2} \geq \frac{p}{10} \cdot A_p$$

Budući da je $K=K_1=K_2$, $S=S=S$, $p=p_2$ (radni tlak u plaštu) i $A_{\sigma 2}=0$, jednadžba prelazi u oblik:

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p_2}{20}\right) \cdot (A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1}) \geq \frac{p_2}{10} \cdot A_p$$

$$\left(\frac{177}{1,5} - \frac{8}{20}\right) \cdot (1412 + 914,5) \geq \frac{8}{10} \cdot 301935$$

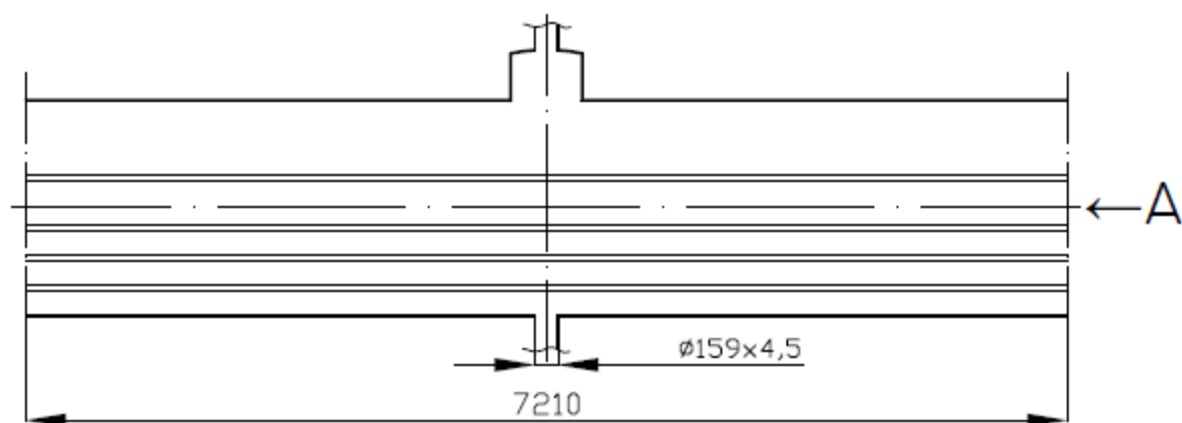
$$261860 > 241548$$

Stijenka je predimenzionirana za :

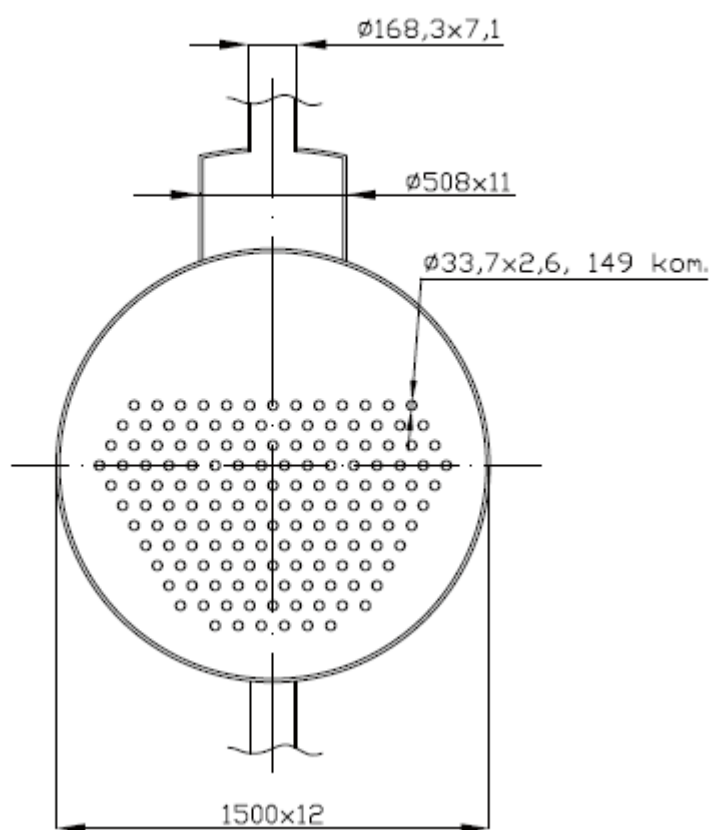
$$PR = \frac{261860}{241548} - 1$$

$$PR = 8,41 \%$$

Kao što se iz proračunatog vidi, odabrana debljina stijenke plašta odgovara s obzirom na zadane radne uvjete. Neće doći do loma.



POGLED A



Slike 2.9 i 2.10. Nacrt (gornja slika) i bokocrt (donja slika, pogled A) izmjenjivača 3 – isparivača. Mjerila M1:60 (nacrt) i M1:30 (bokocrt).

2.2.4. Izmjenjivač topline 2 (dimni plinovi – izopentan)

Toplinski tok:

$$Q = 25,2 \text{ kW}$$

U ovom izmjenjivaču dimni plinovi koji dolaze iz izmjenjivača 3 zagrijavaju izopentan koji dolazi iz izmjenjivača 1.

Termodinamički proračun

Proračun primara provodi se na isti način kao kod izmjenjivača 3. Proračun izgaranja također vrijedi, ali će dimni plinovi imati drugačija svojstva jer se hlade pri nižim temperaturama i srednja temperatura im je drugačija.

Proračun primara (dimni plinovi u cijevima)

Temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_1 = 123 \text{ °C}$$

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_1 = 94,3 \text{ °C}$$

Radni tlak:

$$p_1 = 1,01325 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,primar} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{123 + 94,3}{2}$$

$$t_{sr,primar} = 108,65 \text{ °C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 1072 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 0,9136 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 2075 \cdot 10^{-8} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,02969 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protočna masa rashladne vode:

$$m = \frac{Q \cdot 1000}{c_p \cdot (t'_1 - t''_1)} = \frac{25,2 \cdot 1000}{1072 \cdot (123 - 94,3)}$$

$$m = 0,819 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = 3228 \text{ m}^3/\text{h}$$

Geometrijske karakteristike cijevi primara

DN 25 (33,7×2,6)

Vanjski promjer cijevi:

$$d_v = 33,7 \text{ mm}$$

Debljina stijenke cijevi:

$$\delta_c = 2,6 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer cijevi:

$$d_u = 12,4 \text{ mm}$$

Broj cijevi:

$$n_c = 110$$

Vodoravni razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_p = 126 \text{ mm}$$

Okomiti razmak cijevi (šahovski raspored cijevi):

$$s_u = 18,2 \text{ mm}$$

Odabrani materijal cijevi:

Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Koeficijent toplinske vodljivosti (vrijednost za 200 °C):

$$\lambda_{\text{č}} = 50 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Brzina strujanja u cijevima:

$$w = 12,78 \text{ m/s}$$

Preporučena brzina strujanja unutar cijevi iznosi 10 ÷ 20 m/s. Proračunata brzina zadovoljava.

Prijelaz topline s unutarnje strane cijevi

Prisutno je uzdužno strujanje u cijevi, a proračun je rađen prema [3].

Pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi:

$$L_{\text{pretp}} = 9,005 \text{ m}$$

Pretpostavljena temperatura stijenke primara:

$$t_{\text{st,primar}} = 100,4 \text{ °C}$$

Koeficijent dinamičke viskoznosti za pretpostavljenu temperaturu stijenke:

$$\eta_{\text{st,primar}} = 2041 \cdot 10^{-8} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re = 16032$$

Reynoldsov broj veći je od 2300 što znači da je strujanje unutar cijevi turbulentno.

Prandtllov broj:

$$Pr = 0,75$$

Proračun Nusseltove značajke u prijelaznom i turbulentnom području, prema Hausenu:

Uvjeti:

$$Re > 2300 - \text{zadovoljeno.}$$

$$0,5 \leq Pr \leq 1000 - \text{zadovoljeno.}$$

$$Nu = 42,5$$

Koeficijent prijelaza topline primara (tj. s unutarnje strane cijevi):

$$\alpha_u = 44,27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Proračun sekundara (izopentan u plaštu izmjenjivača)

Temperatura izopentana na ulazu u izmjenjivač:

$$t'_2 = 89 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura izopentana na izlazu iz izmjenjivača:

$$t''_2 = 97 \text{ }^\circ\text{C}$$

Radni tlak:

$$p_2 = 8 \text{ bar}$$

Fizikalna svojstva računaju se za srednju temperaturu primara pri zadanom radnom tlaku:

$$t_{sr,sekundar} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{89 + 97}{2}$$

$$t_{sr,sekundar} = 93 \text{ }^\circ\text{C}$$

Specifični toplinski kapacitet:

$$c_p = 2689,9 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

Gustoća:

$$\rho = 579,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dinamička viskoznost:

$$\eta = 117,06 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Koeficijent toplinske vodljivosti:

$$\lambda = 0,0852 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

Protočna masa izopentana:

$$m = 1,171 \text{ kg/s}$$

Protočni volumen:

$$V = 7,837 \text{ m}^3/\text{h}$$

Protočna masa izopentana u izmjenjivaču 2 mora biti jednaka kao u izmjenjivačima 1 i 3!

Geometrijske karakteristike cijevi sekundara (plašta)

Aparat sa segmentnim pregradama, proračun prijelaza topline prema Gnielinskom, uz uvjete:

$$10 \leq Re \leq 10^6 \quad 0,6 \leq Pr \leq 10^3 \quad f_A \geq 0,3$$

Odabrana cijev: Čelični lim 1500x12

Odabrani materijal: Č. 1202 – čelik za kotlovski lim

Vanjski promjer plašta:

$$D_v = 1500 \text{ mm}$$

Debljina stijenke plašta:

$$\delta_{pl} = 12 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer plašta:

$$D_u = 1476 \text{ mm}$$

Promjer segmentnih pregrada:

$$D_s = 386 \text{ mm}$$

Promjer kruga koja tangira vanjske cijevi:

$$D_c = 1448 \text{ mm}$$

Promjer otvora u segmentnim pregradama:

$$d_B = 35 \text{ mm}$$

Visina odsječka pregrade:

$$H = 505,8 \text{ mm}$$

Broj cijevi u odsječku segmentnih pregrada:

$$N_U = 33$$

Broj segmentnih pregrada:

$$z_S = 16$$

Razmak između pregrada u krajnjoj zoni:

$$L_K = 400 \text{ mm}$$

Razmak između pregrada u međuzoni:

$$L_M = 547 \text{ mm}$$

Središnji kut:

$$\gamma = 144^\circ$$

Geometrijska veličina prema slici:

$$e_1 = 81,8 \text{ mm}$$

Geometrijska veličina prema slici:

$$e = 28 \text{ mm}$$

Unutarnji promjer priključka DN 150 ($159 \times 4,5$):

$$d_{u,pr} = 150 \text{ mm}$$

Razmak između pregrada mora biti barem:

$$L_M \geq 295,2 \text{ mm (uvjet je zadovoljen)}$$

Prijelaz topline s vanjske strane cijevi

Računa se isto kao u plaštu izmjenjivača 1 tako da će ovdje biti izneseni samo rezultati.

Reynoldsov broj:

$$Re = 831 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

Prandtllov broj:

$$Pr = 3,69 \text{ (Uvjet je zadovoljen)}$$

- pretpostavljena temperatura stijenke sekundara i pripadajući Prandtllov broj za svojstva vezana uz tu temperaturu:

$$t_{st,sekundar} = 100,39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta = 109,31 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$c_p = 2,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\lambda = 0,083 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$Pr_{st,sekundar} = 3,8$$

Korekcijski faktor f_B koji uzima u obzir smanjenje prijelaza topline uslijed obilaznog (bypass) strujanja:

Broj brtvenih traka:

$$z_B = 0$$

Broj poprečno nastrojanih redova cijevi u krajnjoj zoni:

$$z_K = 8,5$$

Konstanta (ako je $Re \geq 100$ onda $C_B = 1,35$, inače za $Re < 100$ $C_B = 1,50$):

$$C_B = 1,35$$

Korekcijski faktor koji uzima u obzir odstupanja između idelnog i realnog aparata:

$$f_A = 0,67 \text{ (uvjet je zadovoljen)}$$

Proračun Nusseltove značajke za aparat sa segmentnim pregradama:

$$Nu = 25,9$$

Koeficijent prijelaza topline sekundara (tj. s vanjske strane cijevi):

$$\alpha_v = 41,71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Provjera pretpostavljenih temperatura stijenki primara i sekundara

$$A = 0,02032 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

$$t_{st,primar} = 100,41 \text{ }^\circ\text{C}$$

Iz izračunatog se vidi da je pretpostavka bila točna (100,41 °C).

$$B = 0,02677 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

$$t_{st,sekundar} = 100,39 \text{ }^\circ\text{C}$$

Iz izračunatog se vidi da je pretpostavka bila točna (100,39 °C).

Provjera pretpostavljene duljine cijevi ε -NTU metodom

Koeficijent prolaza topline

$$k_u = 23,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$mC_{primar} = 878 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$mC_{sekundar} = 3150 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

$$Q_{max} = 29,85 \text{ kW}$$

Efikasnost izmjenjivača:

$$\varepsilon = 0,844 = 88,4 \%$$

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,279$$

Sljedeći korak je očitavanje NTU-a iz dijagrama (eng. Number of Transfer Units).

Očitano:

$$NTU = 3,95$$

Površina potrebna za izmjenu topline (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$A_u = 88,554 \text{ m}^2$$

Potrebna duljina izmjenjivačkih cijevi (svedena na unutarnju površinu cijevi):

$$L_u = 8,991 \text{ m}$$

Iz proračunatog se vidi da je pretpostavljena duljina izmjenjivačkih cijevi od 9,005 m dobro pretpostavljena. Razlika između pretpostavljene i izračunate duljine iznosi 0,2 %, što je prihvatljivo.

Dalje računamo sa usvojenom duljinom od 9,005 metra.

$$L = 9,005 \text{ m}$$

Dimenzijska kvaliteta izmjenjivača:

$$\frac{L}{D_v} = 6$$

Iz kotlogranje znamo da je izmjenjivač s omjerom L/D_v od 3 do 7 dobro dizajnirani izmjenjivač. Prema tome, naš izmjenjivač 2 spada u ovu kategoriju.

Proračun čvrstoće

Provodi se na isti način kao i kod izmjenjivača 1 tako da će ovdje biti izneseni samo ulazni i konačni izlazni podaci.

Provjera debljine stijenke čelične cijevi (opterećenje vanjskim tlakom)

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Materijal:

Č. 1202

Čvrstoća (pri 500 °C) [6]:

$$K = 177 \text{ N/mm}^2$$

Modul elastičnosti (pri 500 °C) [6]:

$$E = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Poissonov koeficijent [6]:

$$\nu = 0,3$$

Dužina ulubljivanja:

$$l = L = 9,005 \text{ m}$$

Dužina ulubljivanja jednaka je duljini cijevi L.

Koeficijent sigurnosti:

$$S = 1,5$$

Koeficijent zavora:

$$\nu_{zavar} = 1$$

Debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = 0,114 \text{ mm}$$

Koeficijent c_1' :

$$c_1' = 10 \%$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:

$$c_2 = 1 \text{ mm}$$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:

$$c_1 = 0,124 \text{ mm}$$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi:

$$s_e = 1,238 \text{ mm}$$

Odabrana debljina stijenke po standardu:

$$s_A = 2,6 \text{ mm}$$

Kao što se iz proračuna vidi, cijev odabrana po standardu zadovoljava.

Proračun cijevi na elastično ulubljivanje:

Koeficijent S_k :

$$S_k = 3$$

$$p_{el,krit} = 11,62 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 8 bara tako da nema opasnosti od elastičnog ulubljivanja cijevi.

Proračun cijevi na plastično ulubljivanje:

Vrijednost u :

$$u = 1,5 \% = 0,015$$

$$p_{pl,krit} = 926 \text{ bar}$$

Radni tlak izmjenjivača je 8 bara tako da nema opasnosti od plastičnog ulubljivanja cijevi.

Provjera debljine stijenke plašta (ima izreze, opterećen je unutarnjim tlakom)

Radni tlak:

$$p = 8 \text{ bar}$$

Materijal:
Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:
 $K = 177 \text{ N/mm}^2$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:
 $E = 185000 \text{ N/mm}^2$

Poissonov koeficijent [6]:
 $\nu = 0,3$

Koeficijent sigurnosti:
 $S = 1,5$

Koeficijent zavora:
 $\nu_{zavar} = 1$

Debljina stijenke cijevi s_v , bez dodataka c_1 i c_2 :

$$s_v = 5,07 \text{ mm}$$

Dodatak zbog smanjenja debljine lima korozijom i trošenjem:
 $c_2 = 1 \text{ mm}$

Dodatak za dopušteno odstupanje materijala:
 $c_1 = 0,5 \text{ mm}$

Minimalna potrebna debljina stijenke cijevi (bez izreza):
 $s_e = 6,57 \text{ mm}$

Odabrana debljina stijenke:
 $s_A = \delta_{pl} = 12 \text{ mm}$

Budući da će plašt imati priključne cijevi, samim time i izreze, treba napraviti proračun čvrstoće preko površina, vrijednosti čvrstoća materijala i radnog tlaka.

Priključna cijev DN 150 (159×4,5):
 $d_{v,pr} = 159 \text{ mm}$
 $s_s = \delta_{pr} = 4,5 \text{ mm}$
 $d_{u,pr} = 150 \text{ mm}$

Materijal priključne cijevi:
Č. 1202

Čvrstoća (pri 200 °C) [6]:
 $K_{pr} = 177 \text{ N/mm}^2$

Modul elastičnosti (pri 300 °C) [6]:

$$E_{pr} = 185000 \text{ N/mm}^2$$

Minimalna udaljenost cijevi priključka od ruba plašta izmjenjivača:

$$b = 125 \text{ mm}$$

Nosiva dužina cijevnog priključka, mjereno od vanjskog promjera plašta izmjenjivača:

$$l_s = 26,78 \text{ mm}$$

Priključna cijev ne ulazi u unutrašnjost plašta (cilindra) tako da je:

$$l'_s = 0 \text{ mm}$$

Ojačanje u obliku prstena se neće primjenjivati, prema tome:

$$A_{\sigma 2} = 0 \text{ mm}^2$$

Ostale površine:

$$A_{\sigma 0} = (b + s_s - c_1 - c_2) \cdot (s_A - c_1 - c_2) = (125 + 4,5 - 0,5 - 1) \cdot (12 - 0,5 - 1)$$

$$A_{\sigma 0} = 1342 \text{ mm}^2$$

$$A_{\sigma 1} = l_s \cdot (s_s - c_1 - c_2) = 26,78 \cdot (4,5 - 0,5 - 1)$$

$$A_{\sigma 1} = 80,34 \text{ mm}^2$$

$$A_p = (l_s + s_A - c_1 - c_2) \cdot d_{u,pr} \cdot 0,5 + (b + s_s - c_1 - c_2 + 0,5 \cdot d_{u,pr}) \cdot 0,5 \cdot D_u$$

$$A_p = (26,78 + 12 - 0,5 - 1) \cdot 150 \cdot 0,5 + (125 + 4,5 - 0,5 - 1 + 0,5 \cdot 150) \cdot 0,5 \cdot 1476$$

$$A_p = 152558 \text{ mm}^2$$

Nosiva površina poprečnog presjeka materijala:

$$A_{\sigma} = A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1} + A_{\sigma 2} = 1342 + 80,34 + 0$$

$$A_{\sigma} = 1422 \text{ mm}^2$$

Uvjet čvrstoće:

$$\left(\frac{K}{S} - \frac{p_2}{20}\right) \cdot (A_{\sigma 0} + A_{\sigma 1}) \geq \frac{p_2}{10} \cdot A_p$$

$$\left(\frac{177}{1,5} - \frac{8}{20}\right) \cdot (1342 + 80,34) \geq \frac{8}{10} \cdot 152558$$

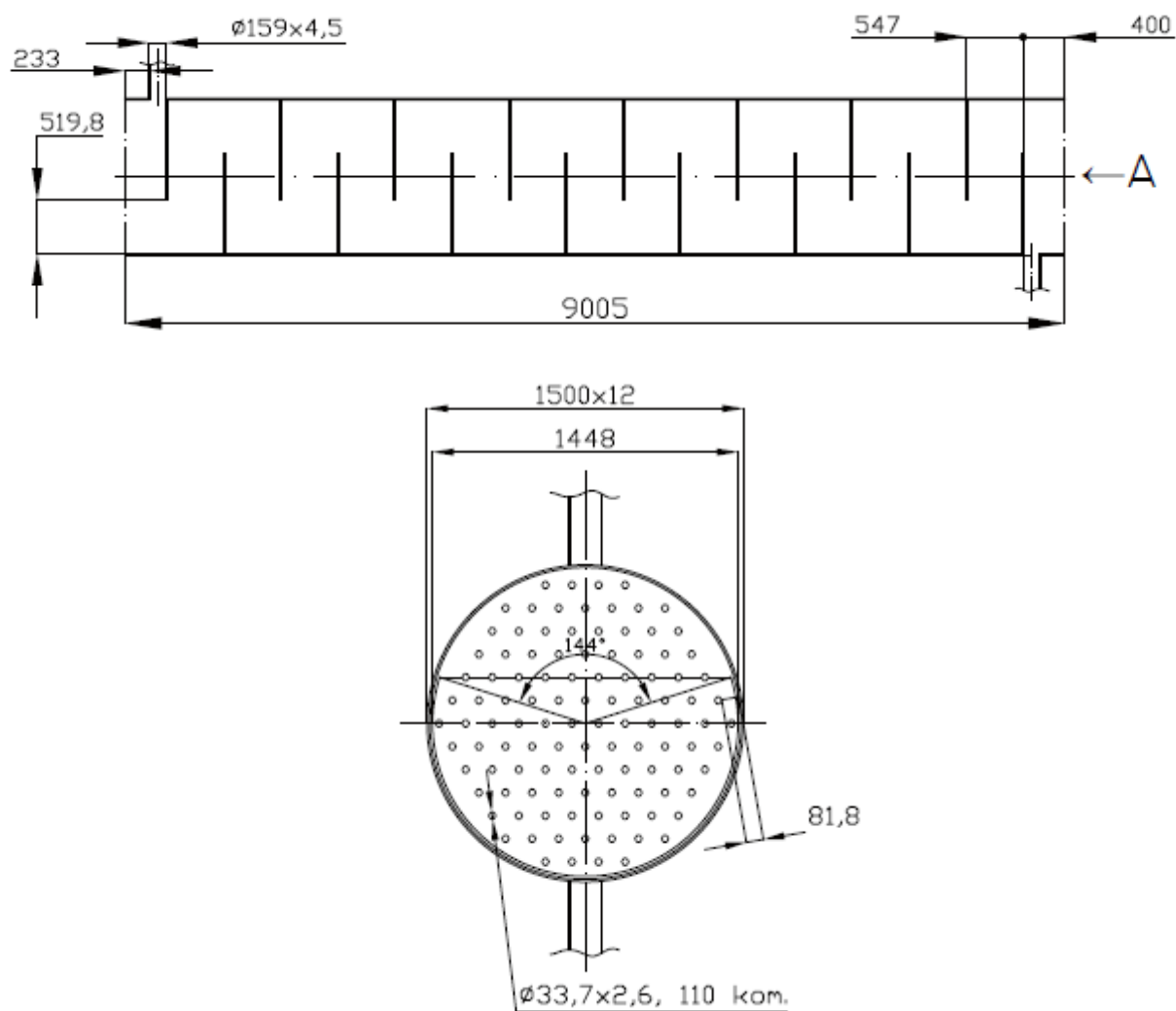
$$167385 > 122046$$

Stijenka je predimenzionirana za :

$$PR = \frac{167385}{122046} - 1$$

$$PR = 37,15 \%$$

Kao što se iz proračunatog vidi, odabrana debljina stijenke plašta odgovara s obzirom na zadane radne uvjete. Neće doći do loma.



Slike 2.11 i 2.12. Nacrt (gornja slika, cijevi nisu ucrtane radi bolje preglednosti) i bokocrt (donja slika, pogled A) izmjenjivača 2. Mjerila M1:80 (nacrt) i M1:40 (bokocrt).

3. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE

Obuhvaća proračune termodinamičkih i aerodinamičkih karakteristike turbine kao što su vrijednosti i smjerovi brzina, temperature i tlakovi na ulazu i izlazu iz stupnjeva, toplinski padovi i slično.

Preporuča se cijeli proračun turbine provesti u tabličnom kalkulatoru. Ovaj proračun proveden je u Microsoft Excel-u povezanim s programom Refprop koji, zavisno o dvije unešene vrijednosti (npr. entalpija i entropija), daje tražene veličine kao što su tlak, specifični volumen, temperatura i drugo.

Za prvi – regulacijsko kolo (dvostepeni Curtis) i drugi stupanj turbine (standardni turbinski stupanj) biti će prikazan algoritam proračuna. Curtisov stupanj biti će proračunat prema [15], a svi ostali stupnjevi prema [16]. Rezultati veličina za ostale stupnjeve biti će prikazani u tablici.

Kao prvi regulacijski stupanj uobičajeno se koristi Curtisov turbinski stupanj zbog toga što su akcijski stupnjevi manje osjetljivi na promjenjiv režim rada, a mogu se izvesti s parcijalnim privodom.

Prednost Curtisovog stupnja je smanjenje ukupnog broja stupnjeva u turbini jer on može preraditi veliki toplinski pad. Možemo ga zamisliti i kao dva stupnja u jednom.

3.1. Dvostepeni Curtisov stupanj

1. Srednji promjer regulacijskog kola:

$$d_{sr} = 180 \text{ mm} \quad \text{zadano}$$

2. Brzina vrtnje turbine:

$$n = 6000 \text{ o/min} \quad \text{zadano}$$

3.1.3. Obodna brzina na srednjem promjeru:

$$u = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u = 56,55 \text{ m/s}$$

4. Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog kola:

$$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt} = 0,255 \quad \text{uzeto}$$

5. Fiktivna brzina regulacijskog kola:

$$c_F = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}}$$

$$c_F = 221,76 \text{ m/s}$$

6. Izentropski toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_{0,is} = \frac{c_F^2}{2}$$

$$\Delta h_{0,is} = 24,59 \text{ kJ/kg}$$

7. Reaktivnost na srednjem promjeru:

a) reaktivnost prvog rotora: $R_1 = 0,15$

b) reaktivnost skretnih lopatica: $R_{SL} = 0,05$

c) reaktivnost drugog rotora: $R_2 = 0,12$

Važno! Reaktivnosti oba rotora i skretnih lopatica određuju vrijednosti kuteva i brzina koji se računaju u idućih koracima. Odnos obodne i fiktivne brzine i ove reaktivnosti imaju vrlo velik utjecaj na termo i aerodinamičke karakteristike Curtisovog stupnja.

Te vrijednosti se pretpostavljaju i naknadno podešavaju, tj. postupak je iterativan. Tek na kraju proračuna će se vidjeti jesu li pretpostavljene vrijednosti dale zadovoljavajuće rezultate.

8. Izentropski toplinski padovi u pojedinim rešetkama regulacijskog kola:

$$\Delta h_{S,is} = (1 - R_1 - R_{SL} - R_2) \cdot \Delta h_{0,is}$$

$$\Delta h_{S,is} = 16,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{R1,is} = R_1 \cdot \Delta h_{0,is}$$

$$\Delta h_{R1,is} = 3,69 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{SL,is} = R_{SL} \cdot \Delta h_{0,is}$$

$$\Delta h_{SL,is} = 1,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h_{R2,is} = R_2 \cdot \Delta h_{0,is}$$

$$\Delta h_{R2,is} = 2,95 \text{ kJ/kg}$$

9. Termodinamička stanja:

Radna tvar:

Izopentan

Stanje prije prigušivanja (suhozasićena para):

$$p = 8 \text{ bar}$$

$$t = 104,82 \text{ °C}$$

$$h = 463,07 \text{ kJ/kg}$$

U svrhu regulacije, tlak će se prigušiti za 3%. Pri prigušivanju tlak, temperatura i entropija se mijenjaju, a entalpija ostaje ista.

Stanje nakon prigušivanja (točka 0):

$$p_0 = (100 - 3) \cdot p = 7,76 \text{ bar}$$

$$t_0 = 104,35 \text{ °C}$$

$$h_0 = 463,07 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,283 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpije u pojedinim točkama:

$$h_0 = 463,07 \text{ kJ/kg}$$

$$h'_1 = h_0 - \Delta h_{S,is}$$

$$h'_1 = 446,35 \text{ kJ/kg}$$

$$h'_2 = h'_1 - \Delta h_{R1,is}$$

$$h'_2 = 442,66 \text{ kJ/kg}$$

$$h'_3 = h'_2 - \Delta h_{SL,is}$$

$$h'_3 = 441,43 \text{ kJ/kg}$$

$$h'_4 = h'_3 - \Delta h_{R2,is}$$

$$h'_4 = 438,48 \text{ kJ/kg}$$

Sada su izračunate entalpije u pojedinim točkama, a budući da je ekspanzija bila izentropska, entropija je konstantna u svim stupnjevima. Na temelju ova dva podatka iz programa Refprop dobivaju se svi ostali traženi podaci. Podaci su pokazani u tablici.

Tablica 3.1. Termodinamička stanja Curtisovog stupnja.

Točka	p (bar)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	t (°C)	κ
0	7,76	0,046	463,07	1,283	104,35	
1'	4,904	0,0753	446,35	1,283		1,109
2'	4,439	0,0835	442,66	1,283		1,105
3'	4,294	0,0864	441,43	1,283		1,103
4'	3,966	0,0938	438,48	1,283		1,1

Napomena! Iako su veličine točaka u tablici označene s apstrofom, one će dalje u formulama biti napisane bez njega.

10. Odnos tlakova iza i ispred statorsche rešetke:

$$E_1 = \frac{p_1}{p_0}$$

$$E_1 = 0,632$$

11. Kritični odnos tlakova

$$E_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa_1 + 1} \right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}}$$

$$E_{kr} = 0,583$$

$$E_{kr} = 0,583 < E_1 = 0,632$$

12. Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz statorsche rešetke:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{s,is}}$$

$$c_{1t} = 182,87 \text{ m/s}$$

13. Brzina zvuka na izlazu iz sapnica:

$$a_1 = \sqrt{\kappa_1 \cdot p_1 \cdot v_{1t}}$$

$$a_1 = 202,37 \text{ m/s}$$

14. Machov broj na izlazu iz sapnica:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1}$$

$$M_{1t} = 0,904$$

15. Maseni protok plina u regulacijskom kolu:

$$m = 1,171 \text{ kg/s} \quad \text{zadano}$$

16. Koeficijent protoka za statorsche lopatice:

$$\mu_1 = 0,97 \quad \text{uzeto}$$

17. Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica:

$$F_1 = \frac{m \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}$$

$$F_1 = 0,0005 \text{ m}^2$$

18. Izlazni kut profila statorske rešetke:

$$\alpha_1 = 14^\circ \quad \text{uzeto}$$

19. Fiktivna visina sapnica:

$$\varepsilon \cdot l_1 = \frac{F_1}{d_{sr} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_1}$$

$$\varepsilon \cdot l_1 = 0,00363 \text{ m}$$

20. Visina sapnica:

Parcijalnost sapnica:

$$\varepsilon = 0,48$$

$$l_1 = \frac{\varepsilon \cdot l_1}{\varepsilon}$$

$$l_1 = 7,6 \text{ mm}$$

21. Koeficijent gubitka brzine sapnica:

$$\varphi = 0,92$$

22. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorskih lopatica:

$$c_1 = c_{1t} \cdot \varphi$$

$$c_1 = 168,24 \text{ m/s}$$

23. Gubitak u sapnicama:

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{s,is} \cdot (1 - \varphi^2)$$

$$\Delta h_{g,s} = 2,57 \text{ kJ/kg}$$

24. Relativna stvarna brzina na ulazu u prvi rotor:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1}$$

$$w_1 = 114,19 \text{ m/s}$$

25. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u prvi rotor:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{w_1}\right)$$

$$\beta_1 = 20,88^\circ$$

26. Teoretska relativna brzina na izlazu iz prvog rotora:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R1, is} + w_1^2}$$

$$w_{2t} = 142,9 \text{ m/s}$$

27. Machov broj za stanje na izlazu iz prvog rotora:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa_2 \cdot p_2 \cdot v_{2t}}}$$

$$M_{2t} = 0,706$$

28. Koeficijent protoka za rotorsku rešetku:

$$\mu_2 = 0,93 \quad \text{uzeto}$$

29. Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica:

$$F_2 = \frac{m \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}$$

$$F_2 = 0,00074 \text{ m}^2$$

30. Potrebno prekrivanje između sapnica i lopatica prvog rotora:

$$\Delta l = 0,2 \text{ mm}$$

31. Visina lopatica prvog rotora:

$$l_2 = l_1 + \Delta l$$

$$l_2 = 7,8 \text{ mm}$$

32. Kut relativne brzine na izlazu iz rotorskih lopatica:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot \varepsilon \cdot d_{sr} \cdot l_2}\right)$$

$$\beta_2 = 20,34^\circ$$

33. Koeficijent brzine prvog rotora:

$$\psi = 0,85$$

34. Stvarna relativna brzina na izlazu iz prvog rotora:

$$w_2 = w_{2t} \cdot \psi$$

$$w_2 = 121,47 \text{ m/s}$$

35. Gubici u rešetci prvog rotora:

$$\Delta h_{g,R1} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$$

$$\Delta h_{g,R1} = 2,83 \text{ kJ/kg}$$

36. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz prvog rotora, na ulazu u skretne lopatice:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2}$$

$$c_2 = 71,21 \text{ m/s}$$

37. Kut apsolutne (stvarne) brzine na izlazu iz prvog rotora, na ulazu u skretne lopatice:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{c_2}\right)$$

$$\alpha_2 = 36,36^\circ$$

38. Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica:

$$c'_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{SL,ts} + c_2^2}$$

$$c'_{1t} = 86,78 \text{ m/s}$$

39. Machov broj za stanje na izlazu iz skretnih lopatica:

$$M'_{1t} = \frac{c'_{1t}}{\sqrt{\kappa_3 \cdot p_3 \cdot v_{3t}}}$$

$$M'_{1t} = 0,429$$

40. Koeficijent protoka za statorsche lopatice

$$\mu'_1 = 0,93$$

41. Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica:

$$F'_1 = \frac{m \cdot v_{3t}}{\mu'_1 \cdot c'_{1t}}$$

$$F'_1 = 0,00125 \text{ m}^2$$

42. Potrebno prekrivanje između skretnih lopatica i lopatica prvog rotora:

$$\Delta l = 0,2 \text{ mm}$$

43. Visina skretnih lopatica:

$$l_{SL} = l_2 + \Delta l$$

$$l_{SL} = 8 \text{ mm}$$

44. Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica:

$$\alpha'_1 = \arcsin\left(\frac{F'_1}{\pi \cdot \varepsilon \cdot d_{sr} \cdot l_{SL}}\right)$$

$$\alpha'_1 = 35,26^\circ$$

45. Koeficijent brzine skretnih lopatica:

$$\psi_{SL} = 0,85$$

46. Gubitak u skretnim lopaticama:

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{c'_{1t}{}^2}{2} \cdot (1 - \psi_{SL}^2)$$

$$\Delta h_{g,SL} = 1,04 \text{ kJ/kg}$$

47. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica, na ulazu u drugi rotor:

$$c'_1 = c'_{1t} \cdot \psi_{SL}$$

$$c'_1 = 73,76 \text{ m/s}$$

48. Stvarna relativna brzina na izlazu iz skretnih lopatica, na ulazu u drugi rotor:

$$w'_1 = \sqrt{c_1'^2 + u^2 - 2 \cdot c'_1 \cdot u \cdot \cos \alpha'_1}$$

$$w'_1 = 42,74 \text{ m/s}$$

49. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor:

$$\beta'_1 = \arcsin\left(\frac{c'_1 \cdot \sin \alpha'_1}{w'_1}\right)$$

$$\beta'_1 = 85,05^\circ$$

50. Teoretska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora:

$$w'_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R2, is} + w'_1{}^2}$$

$$w'_{2t} = 87,9 \text{ m/s}$$

51. Machov broj za stanje na izlazu iz drugog rotora:

$$M'_{2t} = \frac{w'_{2t}}{\sqrt{\kappa_4 \cdot p_4 \cdot v_{4t}}}$$

$$M'_{2t} = 0,435$$

52. Koeficijent protoka za drugi rotor:

$$\mu'_2 = 0,93$$

53. Potrebna površina izlaznog presjeka iz drugog rotora:

$$F'_2 = \frac{m \cdot v_{4t}}{\mu'_2 \cdot w'_{2t}}$$

$$F'_2 = 0,00134 \text{ m}^2$$

54. Potrebno prekrivanje između skretnih lopatica drugog rotora i skretnih lopatica:

$$\Delta l = 0,2 \text{ mm}$$

55. Visina lopatica drugog rotora:

$$l'_2 = l_{SL} + \Delta l$$

$$l'_2 = 8,2 \text{ mm}$$

56. Kut teoretske relativne brzine na izlazu iz drugog rotora:

$$\beta'_2 = \arcsin\left(\frac{F'_2}{\pi \cdot \varepsilon \cdot d_{sr} \cdot l'_2}\right)$$

$$\beta'_2 = 37,13^\circ$$

57. Koeficijent brzine drugog rotora:

$$\psi_{R2} = 0,85$$

58. Gubici u rešetci drugog rotora:

$$\Delta h_{g,R2} = \frac{w_{2t}'^2}{2} \cdot (1 - \psi_{R2}^2)$$

$$\Delta h_{g,R2} = 1,07 \text{ kJ/kg}$$

59. Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora:

$$w_2' = w_{2t}' \cdot \psi_{R2}$$

$$w_2' = 74,72 \text{ m/s}$$

60. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz drugog rotora:

$$c_2' = \sqrt{c_1'^2 + u^2 - 2 \cdot c_1' \cdot u \cdot \cos \alpha_1'}$$

$$c_2' = 45,2 \text{ m/s}$$

61. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz drugog rotora:

$$\alpha_2' = \arcsin \left(\frac{w_2' \cdot \sin \beta_2'}{c_2'} \right)$$

$$\alpha_2' = 86,24^\circ$$

62. Gubitak izlazne brzine regulacijskog kola:

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2'^2}{2}$$

$$\Delta h_{g,ib} = 1,02 \text{ kJ/kg}$$

63. Stupanj djelovanja na obodu regulacijskog kola:

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R1} + \Delta h_{g,SL} + \Delta h_{g,R2} + \Delta h_{g,ib}}{\Delta h_{0,is}}$$

$$\eta_u = 0,653$$

64. Gubitak regulacijskog kola uslijed parcijalnosti:

$$\zeta_{\text{parc}} = 0,35 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}}}{d_{sr} \cdot \sin \alpha_1} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right) \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}}^2 \cdot \eta_u$$

$$\zeta_{\text{parc}} = 0,01613$$

65. Broj privoda pare:

$$z = 2$$

66. Širina statorske lopatice

$$B_2 = 7 \text{ mm}$$

66. Gubitak na krajevima segmenata sapnica:

$$\zeta_{\text{seg}} = \frac{0,25 \cdot B_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_F} \right)_{\text{opt}} \cdot \eta_u \cdot (z - 1)$$

$$\zeta_{\text{seg}} = 0,00457$$

67. Unutarnji stupanj djelovanja regulacijskog kola:

$$\eta_i = 1 - \eta_u - \zeta_{\text{parc}} - \zeta_{\text{seg}}$$

$$\eta_i = 0,632$$

68. Stvarno iskorišteni toplinski pad u regulacijskom kolu:

$$\Delta h_i = \Delta h_{0, \text{is}} \cdot \eta_i$$

$$\Delta h_i = 15,54 \text{ kJ/kg}$$

69. Stvarno stanje na izlazu iz regulacijskog kola:

$$p_3 = p'_4 = 3,966 \text{ bar}$$

$$h_3 = h_0 - \Delta h_i$$

$$h_3 = 447,53 \text{ kJ/kg}$$

Na temelju ova dva podatka program Refprop daje ostale tražene vrijednosti.

Tablica 3.2. Stvarno stanje na izlazu iz Curtisovog stupnja.

Točka	p (bar)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	t (°C)
3	3,966	0,0954	447,53	1,3081	90

70. Unutarnja snaga stupnja:

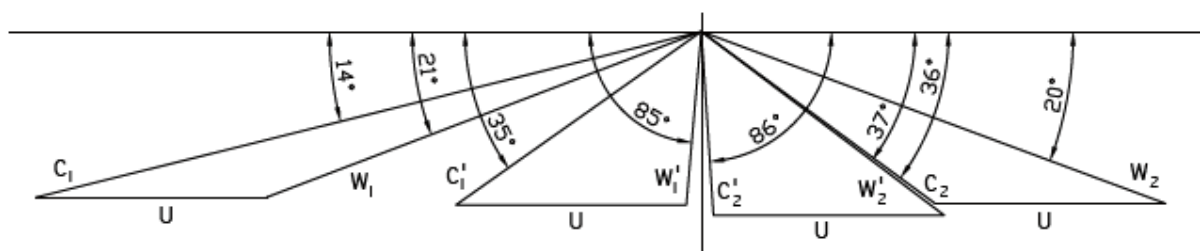
$$P_i = m \cdot \Delta h_i$$

$$P_i = 18,2 \text{ kW}$$

71. Trokuti brzina:

Tablica 3.3. Kutevi i brzine te njihovi iznosi.

Kut	Iznos kuta (°)		Brzina	Iznos brzine (m/s)
α_1	14		c_1	168,24
β_1	20,88		w_1	114,19
α_2	36,36		c_2	71,21
β_2	20,34		w_2	121,47
α'_1	35,26		c'_1	73,76
β'_1	85,05		w'_1	42,74
α'_2	86,24		c'_2	45,2
β'_2	37,13		w'_2	74,72
			u	56,55

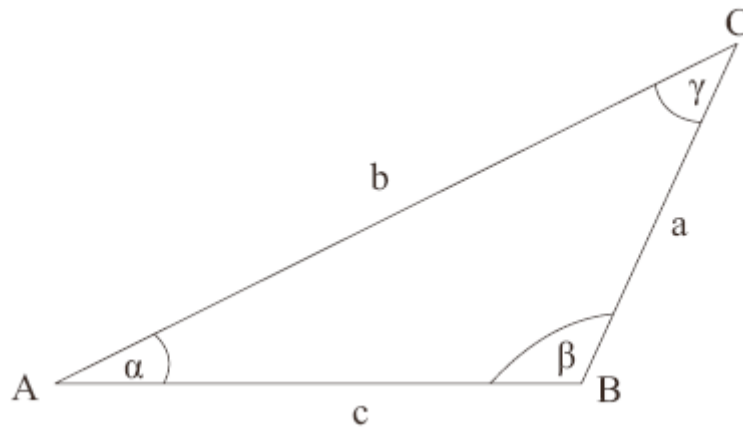


Slika 3.1. Trokut brzina Curtisovog stupnja.

3.2. Provjera pretpostavljenih reaktivnosti

Na kraju slijedi provjera pretpostavljenih reaktivnosti rotora i skretnih lopatica. Ovo se radi pomoću kosinusovog poučka. Kosinusov poučak koristi se za raznostraničan trokuta u dva slučaja [17]:

- kada su poznate dvije stranice trokuta i kut među njima. Tada se određuje duljina treće stranice. Ovo je naš slučaj.
- kada su poznate duljine sve tri stranice, a zanima nas kut između dvije od njih.



Slika 3.2. Kosokutni trokut.

Formule:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \alpha$$

$$b^2 = a^2 + c^2 - 2 \cdot a \cdot c \cdot \cos \beta$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos \gamma$$

Prvo ćemo izračunati prvi trokut u Curtisovom stupnju (gledano s lijeva na desno, slika z1). Poslužiti ćemo se trećom formulom za kosinusov poučak:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos \gamma$$

Ove općenite vrijednosti zamjeniti ćemo s našim kutevima i duljinama stranica (tj. iznosima brzina):

$$c = u$$

$$a = w_1$$

$$b = c_1$$

$$\gamma = \beta_1 - \alpha_1$$

Obodna brzina tada se računa kao:

$$u = \sqrt{w_1^2 + c_1^2 - 2 \cdot w_1 \cdot c_1 \cdot \cos(\beta_1 - \alpha_1)}$$

$$u = 56,55 \text{ m/s}$$

Rezultat je u skladu s proračunatom obodnom brzinom u točki 3.1.3.

Izračun obodne brzine za drugi trokut:

$$u = \sqrt{w_1'^2 + c_1'^2 - 2 \cdot w_1' \cdot c_1' \cdot \cos(\beta_1' - \alpha_1')}$$

$$u = 56,54 \text{ m/s}$$

Rezultat je u redu.

Izračun obodne brzine za treći trokut:

$$u = \sqrt{w_2'^2 + c_2'^2 - 2 \cdot w_2' \cdot c_2' \cdot \cos(\alpha_2' - \beta_2')}$$

$$u = 56,61 \text{ m/s}$$

Rezultat je u redu.

Izračun obodne brzine za četvrti trokut:

$$u = \sqrt{w_2^2 + c_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot c_2 \cdot \cos(\alpha_2 - \beta_2)}$$

$$u = 56,55 \text{ m/s}$$

Rezultat je u redu.

3.3. Proračun drugog stupnja turbine

1. Maseni protok plina kroz stupanj:

$$m = 1,171 \text{ kg/s} \quad \text{zadano}$$

2. Srednji promjer stupnja:

$$d_{sr} = 180 \text{ mm} \quad \text{zadano}$$

3. Brzina vrtnje turbine:

$$n = 6000 \text{ o/min} \quad \text{zadano}$$

4. Obodna brzina na srednjem promjeru:

$$u = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u = 56,55 \text{ m/s}$$

5. Reaktivnost na srednjem promjeru:

$$R_{sr} = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{sr}}{l_{1,pretp}}}$$

Pretpostavljena duljina statorsche lopatice:

$$l_{1,pretp} = 8,7 \text{ mm}$$

$$R_{sr} = 0,0817$$

6. Izlazni kut profila statorsche rešetke:

$$\alpha_1 = 14^\circ \quad \text{uzeto}$$

7. Koeficijent vrzine za statorsche rešetku:

$$\varphi = 0,92 \quad \text{uzeto}$$

8. Optimalna vrijednost karakteristike turbinskog stupnja:

$$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - R_{sr}}}$$

$$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt} = 0,465$$

9. Fiktivna brzina stupnja:

$$c_F = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}}$$

$$c_F = 121,61 \text{ m/s}$$

10. Izentropski toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_{is} = \frac{c_F^2}{2}$$

$$\Delta h_{is} = 7,39 \text{ kJ/kg}$$

11. Izentropski toplinski pad u statorkim lopaticama:

$$\Delta h_{s,is} = (1 - R_{sr}) \cdot \Delta h_{is}$$

$$\Delta h_{s,is} = 6,8 \text{ kJ/kg}$$

12. Izentropski toplinski pad u rotorskim lopaticama:

$$\Delta h_{r,is} = R_{sr} \cdot \Delta h_{is}$$

$$\Delta h_{r,is} = 0,59 \text{ kJ/kg}$$

13. Termodinamička stanja:

Stanje na ulazu u drugi stupanj jednako je stanju na izlazu iz prošlog (Curtisovog) stupnja:

$$p_0 = p_3 = 3,966 \text{ bar}$$

$$t_0 = t_3 = 90 \text{ °C}$$

$$h_0 = h_3 = 447,53 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = s_3 = 1,3081 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpije u pojedinim točkama:

$$h_0 = 447,53 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_0 - \Delta h_{s,is}$$

$$h_1 = 440,73 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 - \Delta h_{r,is}$$

$$h_2 = 440,14 \text{ kJ/kg}$$

Sada su izračunate entalpije u pojedinim točkama, a budući da je ekspanzija bila izentropska, entropija je konstantna u svim stupnjevima. Na temelju ova dva podatka iz programa Refprop dobivaju se svi ostali traženi podaci. Podaci su pokazani u tablici.

Tablica 3.4. Termodinamička stanja drugog stupnja turbine.

Točka	p (bar)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	t (°C)	κ
0	3,966	0,0954	447,53	1,3081	90	
1	3,313	0,1144	440,73	1,3081		1,092
2	3,262	0,1162	440,14	1,3081		1,092

14. Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz statorsche rešetke:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{s,is}}$$

$$c_{1t} = 116,62 \text{ m/s}$$

15. Odnos tlakova iza i ispred statorsche rešetke:

$$E_1 = \frac{p_1}{p_0}$$

$$E_1 = 0,835$$

16. Kritični odnos tlakova

$$E_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa_1 + 1} \right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}}$$

$$E_{kr} = 0,586$$

$$E_{kr} = 0,586 < E_1 = 0,835$$

17. Machov broj na izlazu iz sapnica:

$$M_{1t} = \frac{w_{1t}}{\sqrt{\kappa_1 \cdot p_1 \cdot v_{1t}}}$$

$$M_{1t} = 0,573$$

18. Koeficijent protoka za statorsche lopatice:

$$\mu_1 = 0,97 \quad \text{uzeto}$$

19. Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica:

$$F_1 = \frac{m \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}$$

$$F_1 = 0,00118 \text{ m}^2$$

20. Fiktivna visina sapnica:

$$\varepsilon \cdot l_1 = \frac{F_1}{d_{sr} \cdot \pi \cdot \sin \alpha_1}$$

$$\varepsilon \cdot l_1 = 0,00866 \text{ m}$$

21. Visina sapnica:

Parcijalnost sapnica:

$$\varepsilon = 1$$

$$l_1 = \frac{\varepsilon \cdot l_1}{\varepsilon}$$

$$l_1 = 8,7 \text{ mm}$$

Pretpostavljena visina statorskih lopatica (sapnica) odgovara pretpostavljenoj.

22. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorskih lopatica:

$$c_1 = c_{1t} \cdot \varphi$$

$$c_1 = 107,29 \text{ m/s}$$

23. Relativna stvarna brzina na ulazu u rotor:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1}$$

$$w_1 = 54,18 \text{ m/s}$$

24. Kut stvarne relativne brzine na ulazu u rotorske lopatice:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{w_1}\right)$$

$$\beta_1 = 28,63^\circ$$

25. Teoretska relativna brzina na izlazu iz rotora:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{R, is} + w_1^2}$$

$$w_{2t} = 64,15 \text{ m/s}$$

26. Machov broj za stanje na izlazu iz rotora:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa_2 \cdot p_2 \cdot v_{2t}}}$$

$$M_{2t} = 0,315$$

27. Potrebno prekrivanje između sapnica i lopatica prvog rotora:

$$\Delta l = 0,2 \text{ mm}$$

28. Visina rotorskih lopatica:

$$l_2 = l_1 + \Delta l$$

$$l_2 = 8,9 \text{ mm}$$

29. Koeficijent protoka za rotorsku rešetku:

$$\mu_2 = 0,93 \quad \text{uzeto}$$

30. Potrebna površina izlaznog presjeka statorskih lopatica:

$$F_2 = \frac{m \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}$$

$$F_2 = 0,00228 \text{ m}^2$$

31. Kut relativne brzine na izlazu iz rotorskih lopatica:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot \varepsilon \cdot d_{sr} \cdot l_2}\right)$$

$$\beta_2 = 26,95^\circ$$

32. Koeficijent brzine za rotorske lopatice:

$$\psi = 0,85$$

33. Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica:

$$w_2 = w_{2t} \cdot \psi$$

$$w_2 = 54,53 \text{ m/s}$$

34. Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2}$$

$$c_2 = 25,96 \text{ m/s}$$

35. Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{c_2}\right)$$

$$\alpha_2 = 72,19^\circ$$

36. Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz stupnja, očitano iz trokuta brzina:

$$\alpha_{2stv} = 180 - \alpha_2$$

$$\alpha_{2stv} = 107,81^\circ$$

37. Gubitak u statorskim lopaticama:

$$\Delta h_{g,S} = \frac{c_{1t}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$$

$$\Delta h_{g,S} = 1,0445 \text{ kJ/kg}$$

38. Gubitak u rotorskim lopaticama:

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$$

$$\Delta h_{g,R} = 0,571 \text{ kJ/kg}$$

39. Faktor iskorištenja izlazne brzine:

$$k_{ib} = 1$$

40. Gubitak zbog izlazne brzine:

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2^2}{2} \cdot (1 - k_{ib})$$

$$\Delta h_{g,ib} = 0 \text{ kJ/kg}$$

41. Dio kinetičke energije koji se iskorištava u sljedećem stupnju:

$$E_{ib} = \frac{c_2^2}{2} \cdot k_{ib}$$

$$E_{ib} = 0,337 \text{ kJ/kg}$$

42. Raspoloživa energija stupnja:

$$E_0 = \Delta h_{is} - E_{ib}$$

$$E_0 = 7,053 \text{ kJ/kg}$$

43. Iskoristivost na obodu kola:

$$\eta_u = \frac{E_0 - \Delta h_{g,s} - \Delta h_{g,R} - \Delta h_{g,ib}}{E_0}$$

$$\eta_u = 0,771$$

44. Gubitak zbog ventilacije:

$$\zeta_v = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_{F,opt}} \right)^3$$

$$\zeta_v = 0$$

45. Širina lopatica rotorske rešetke:

$$B = 7 \text{ mm}$$

46. Broj segmenata statorske rešetke po kojima se dovodi plin (izopentan):

$$z = 1$$

47. Gubitak na krajevima segmenata statorske rešetke:

$$\zeta_{seg} = 0,11 \cdot \frac{B_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{F,opt}} \right)^3 \cdot z \cdot \eta_u$$

$$\zeta_{seg} = 0,00207$$

48. Veličina radijalnih zazora u stupnju:

$$\delta_r = 0,5 \text{ mm}$$

49. Gubici zbog prestrujavanja u stupnju:

$$\zeta_{pr} = \frac{2 \cdot \delta_r \cdot \eta_u}{\frac{l_1 + l_2}{2} + \delta_r}$$

$$\zeta_{pr} = 0,0829$$

50. Unutarnja (izentropska) iskoristivost u stupnju:

$$\eta_i = \eta_u - \zeta_v - \zeta_{seg} - \zeta_{pr}$$

$$\eta_i = 0,686$$

51. Iskorišteni toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_i = E_0 \cdot \eta_i$$

$$\Delta h_i = 4,84 \text{ kJ/kg}$$

52. Gubici u stupnju:

$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \cdot E_0$$

$$\Delta h_g = 2,21 \text{ kJ/kg}$$

53. Stvarna termodinamička stanja na izlazu iz stupnja:

Statičke veličine (točka 3):

$$p_3 = p_2 = 3,262 \text{ bar}$$

$$h_3 = h_0 - \Delta h_i$$

$$h_3 = 442,69 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 1,3152 \text{ kJ/kgK} \quad \text{očitano iz Refpropa}$$

Zaustavne (totalne) veličine (točka 4):

$$s_4 = s_3 = 1,3152 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_4 = h_3 + E_{ib}$$

$$h_4 = 443,03 \text{ kJ/kg}$$

Zaustavna točka 4 se po izentropi „penje“ u odnosu na statičku točku 3. Ostale vrijednosti za obje točke prikazane su u tablici 3.5.

Tablica 3.5. Termodinamička stanja na izlazu iz drugog stupnja.

Točka	p (bar)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	t (°C)
3	3,262		442,69	1,3152	
4	3,292	0,1157	443,03	1,3152	86,55

54. Unutarnja snaga stupnja:

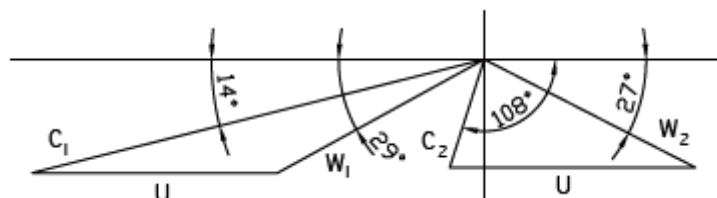
$$P_i = m \cdot \Delta h_i$$

$$P_i = 5,67 \text{ kW}$$

55. Trokuti brzina:

Tablica 3.6. Kutevi i brzine te njihovi iznosi za drugi stupanj.

Kut	Iznos kuta (°)		Brzina	Iznos brzine (m/s)
α_1	14		c_1	107,29
β_1	28,63		w_1	54,18
α_{2stv}	107,81		c_2	25,96
β_2	26,95		w_2	54,53
			u	56,55



Slika 3.3. Trokut brzina Curtisovog stupnja.

3.4. Vrijednosti za drugi i ostale stupnjeve (tablični prikaz)

Ostali stupnjevi računaju se kao drugi stupanj. U tablici će biti prikazani samo konačni rezultati. Jedinice su jednake onima u gore provedenom proračunu.

Tablica 3.7. Rezultati proračuna za drugi i ostale stupnjeve.

Vel./St.	2	3	4	5	6	7	8
m	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171	1,171
d_{sr}	180	180	180	180	180	180	180
n	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
u	56,55	56,55	56,55	56,55	56,55	56,55	56,55
$l_{1,pretp}$	8,7	10,6	12,9	15,7	19	23	27,9
R_{sr}	0,08	0,0958	0,1143	0,1357	0,1597	0,187	0,2181

α_1	14	14	14	14	14	14	14
φ	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
$(u/c_F)_{opt}$	0,465	0,469	0,474	0,48	0,487	0,495	0,505
c_F	121,61	120,58	119,3	117,81	116,12	114,24	111,98
Δh_{is}	7,39	7,27	7,12	6,94	6,74	6,53	6,27
$\Delta h_{S,is}$	6,8	6,57	6,31	6	5,66	5,31	4,9
$\Delta h_{R,is}$	0,59	0,7	0,81	0,94	1,08	1,22	1,37
h_0	447,53	443,03	438,5	433,97	429,48	425,05	420,7
h_1	440,73	436,46	432,19	427,97	423,82	419,74	415,8
h_2	440,14	435,76	431,38	427,03	422,74	418,52	414,43
p_0	3,966	3,292	2,743	2,296	1,931	1,631	1,384
p_1	3,313	2,77	2,325	1,963	1,666	1,419	1,217
p_2	3,262	2,72	2,277	1,915	1,619	1,374	1,174
c_{1t}	116,62	114,63	112,34	109,54	106,4	103,05	98,99
E_{kr}	0,586	0,587	0,588	0,588	0,589	0,589	0,590
E_1	0,835	0,841	0,848	0,855	0,863	0,87	0,879
M_{1t}	0,573	0,563	0,552	0,539	0,524	0,508	0,489
μ_1	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
F_1	0,00118	0,00145	0,00176	0,00214	0,0026	0,00315	0,00381
$\varepsilon \cdot l_1$	0,00866	0,01059	0,0129	0,01568	0,01901	0,02301	0,02788
ε	1	1	1	1	1	1	1
l_1	8,7	10,6	12,9	15,7	19	23	27,9
c_1	107,29	105,46	103,35	100,78	97,89	94,81	91,07
w_1	54,18	52,41	50,37	47,9	45,14	42,22	38,7
β_1	28,63	29,13	29,76	30,59	31,64	32,91	34,7
w_{2t}	64,15	64,4	64,48	64,61	64,79	64,98	65,1
M_{2t}	0,315	0,317	0,317	0,318	0,319	0,321	0,322
Δl	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
l_2	8,9	10,8	13,1	15,9	19,2	23,2	28,1
μ_2	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
F_2	0,00228	0,00274	0,00327	0,00389	0,00458	0,00537	0,00626
β_2	26,95	26,63	26,22	25,61	24,94	24,17	23,21
ψ	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
w_2	54,53	54,74	54,81	54,92	55,07	55,23	55,34
c_2	25,96	25,69	25,32	24,76	24,15	23,44	22,54
α_2	72,19	72,75	73,05	73,51	74,1	74,76	75,38
α_{2stv}	107,81	107,25	106,95	106,49	105,9	105,24	104,62
$\Delta h_{g,S}$	1,0445	1,0092	0,9692	0,9215	0,8694	0,8156	0,7526
$\Delta h_{g,R}$	0,571	0,5754	0,5769	0,5792	0,5824	0,5859	0,588
k_{ib}	1	1	1	1	1	1	0
$\Delta h_{g,ib}$	0	0	0	0	0	0	0,254
E_{ib}	0,337	0,33	0,3206	0,3065	0,2916	0,2747	0
E_0	7,053	6,94	6,7994	6,6335	6,4484	6,2553	6,27
η_u	0,771	0,772	0,773	0,774	0,775	0,776	0,746
ζ_v	0	0	0	0	0	0	0
B	7	7	10	10	10	12	12
z	1	1	1	1	1	1	1

ζ_{seg}	0,00207	0,00208	0,00299	0,00303	0,00307	0,00374	0,00366
δ_r	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
ζ_{pr}	0,0829	0,0689	0,0573	0,0475	0,00395	0,0329	0,0262
η_i	0,686	0,701	0,713	0,723	0,732	0,739	0,716
Δh_i	4,84	4,86	4,85	4,8	4,72	4,62	4,49
Δh_g	2,21	2,08	1,95	1,84	1,73	1,63	1,78
$p_3 = p_2$	3,262	2,72	2,277	1,915	1,619	1,374	1,174
h_3	442,69	438,17	433,65	429,17	424,76	420,43	416,21
$s_4 = s_3$	1,3152	1,322	1,3284	1,3345	1,3404	1,346	1,3512
h_4	443,03	438,5	433,97	429,48	425,05	420,7	416,21
p_4	3,292	2,743	2,296	1,931	1,631	1,384	1,174
t_4	86,55	83,27	80,15	77,16	74,29	71,54	68,75
P_i	5,67	5,69	5,68	5,62	5,53	5,41	5,26

Zanimljivo je na kraju vidjeti kako smo pretpostavili u shemi postrojenja (slika 2.1) izlaznu temperaturu od 50 °C, a stvarna temperatura na kraju iznosi 68,75 °C.

4. PROFILIRANJE TURBINSKIH LOPATICA

Bez obzira da li se pri projektiranju profila odnosno rešetke koristi neka od grafičkih ili analitičkih metoda, njihova pouzdana konstrukcija uz prethodno zadane geometrijske karakteristike i osiguranje proračunske vrijednosti kuta zakreta toka pri pogodnom opstrujavanju rešetke, ostvaruje se pomoću izbora geometrijskih parametara koji ulaze u početne podatke [16].

Svaki geometrijski parametar rešetke profila pokazuje utjecaj kako na plinskodinamičke karakteristike rešetke, tako i na čvrstoću lopatice.

U prvu grupu spadaju parametri, koji bitno utječu na energetska pretvorbu i izlazni kut toka iz rešetke. U te parametre spadaju relativni korak rešetke $\bar{t} = t/l$, ulazni kut profila (geometrijski) β'_1 i efektivni izlazni kut rešetke $\beta_{2ef} = \arcsin(b_2/t)$.

Na karakter opstrujavanja rešetke, energetske gubitake i izlaznog kuta toka bitni utjecaj pokazuje također zakrivljenje profila, uglavnom konveksne strane profila u području kosog područja rešetke, koje je karakterizirano kutom odklona δ izlaznog brida.

U drugu grupu se svrstavaju parametri, koji uvjetuju karakteristike čvrstoće profila (površina f , momenti otpora i drugi). U te parametre spadaju tetiva profila l i njegova maksimalna debljina c_{max} . Kut zakreta profila $\Theta = 180^\circ - (\beta'_1 + \beta'_2)$ i polumjeri zaobljenja bridova (ulazni r_1 i izlazni r_2) mogu se svrstati kako u prvu tako i drugu grupu parametara.

Praksa stečena tijekom konstrukcije lopatica ukazuje na potrebu da se metode grafičkog i analitičkog projektiranja profila moraju postaviti tako, da bi se mogle efikasno koristiti uz različito zadane kombinacije ulaznih početnih parametara. Isto tako, ako je potrebno izabrati broj lopatica i odgovarajuće vrijednosti koraka rešetke t , to oni proizlaze iz određene po meridionalnom presjeku vijenca širine rešetke B (ili iz zadane duljine tetive profila l) i optimalne veličine relativnog koraka rešetke \bar{t}_{opt} ; uz poznati korak rešetke kao tražene veličine mogu se pojaviti l i B . Dalje, kod konstrukcije profila perifernog presjeka rotorske lopatice bez bandaže kao karakteristična dimenzija profila, koja karakterizira čvrstoću i krutost lopatice zadaje se debljina profila c_{max} ; kod konstrukcije profila statorskih lopatica - moment otpora. Zbog mogućeg različitog pristupa kod izbora geometrijskog ulaznog kuta β'_1 i efektivnog izlaznog kuta rešetke β_{2ef} ti se kutevi mogu zadati umjesto odgovarajućeg ulaznog i izlaznog kuta toka β_1 odnosno β_2 .

Na taj način, skup početnih podataka kod projektiranja profila može se sastojati od sljedeće kombinacije parametara: β_1 ili β'_1 ; β_2 ili β_{2ef} ; λ_{02} ili δ ; t ili l , ili B (ili t i l); f ili c_{max} ; parametri r_1 , ζ_{pr} , ζ_{tr} mogu biti, ali i ne moraju biti zadani. Ako parametri r_1 , ζ_{pr} , ζ_{tr} , δ , t ne ulaze u početne podatke, potrebno je predvidjeti njihovu ocjenu u skladu s preporukama.

Polumjer zaobljenja izlaznog brida r_2 se u svim slučajevima smatra zadanom veličinom. Ako u bilo kojoj kombinaciji početni podaci nisu kompletni, potrebno je odabrati, makar u prvoj iteraciji, sve parametre potrebne za njegovu konstrukciju (u te parametre spadaju već spomenute linearne izmjere t , l , c_{max} , r_1 , udaljenost središta upisane u profil kružnice s maksimalnim promjerom od ulaznog brida x_{cmax} , kutevi β'_1 , β'_{2ef} , β'_2 , ω_1 , ω_2 , γ , δ).

4.1. Određivanje optimalnog relativnog koraka rešetke

Poznato je, da relativni korak rešetke \bar{t} , koji karakterizira gustoću razmještaja lopatica u rešetki, pokazuje bitni utjecaj na profilne gubitke. Kod gustih rešetki (uz mali \bar{t}) ti su gubici veliki zbog relativno velikih površina trenja i velikog udjela vrtložnih tragova iza izlaznih bridova s obzirom na jezgru toka. Kod rijetkih rešetki povećanje gubitaka je uvjetovano porastom srednje brzine na konveksnoj strani profila i difuzorskim efektom uz njegov izlazni dio.

Vrijednosti optimalnog relativnog koraka rešetke \bar{t}_{opt} , pri kojoj treba očekivati najmanje profilne gubitke, u značajnoj mjeri ovisi o režimu strujanja radnog fluida i geometrijskim parametrima rešetke, koji se zadaju pri njenom projektiranju ili su odabrani tijekom procesa projektiranja.

Za izbor optimalnog relativnog koraka, u korijenom i srednjem presjeku lopatica može se koristiti korelacija:

$$\bar{t}_{opt} = 0,55 \left[\frac{180^\circ}{180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right]^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{c})$$

pri čemu je: \bar{c} - relativna debljina profila.

4.2. Izbor ulaznog i izlaznog (geometrijskog) kuta profila

Geometrijski (konstrukcijski) ulazni i izlazni kut profila β'_1 odnosno β'_2 su od velikog značaja za rad rešetke, no istovremeno ne postoji jedinstveni pristup u njihovom izboru. Izbor geometrijskog ulaznog kuta β'_1 je jedan od najdelikatnijih trenutaka u odabiru podataka za projektiranje turbinske rešetke, pošto je povezan sa zadatkom postizanja minimalnih energetske gubitaka. Većina autora predlaže odabir ulaznog kuta β'_1 tako da tok nastrujava na rešetku uz određeni negativni napadni kut, pošto nastrujavanje toka u tom slučaju dovodi do nižih gubitaka.

Autori niza radova povezuju izbor geometrijskog kuta β'_2 neposredno s kutom β_2 toka, poznatim iz početnih podataka potrebnih za projektiranje rešetke. Ako između tih kuteva stvarno postoji funkcionalna veza, takovi pristup je ispravan. Isto tako, pošto na izlazni kut veći utjecaj pokazuje efektivni, izlazni kut, i istovremeno geometrijski izlazni kut ovisi o debljini profila c_{max} i krutost, utjecaj na njegovu a priori ocjenu geometrijskog izlaznog kuta β'_2 je svrsishodnije temeljiti na statističkoj analizi već projektiranih profila.

4.3. Određivanje ugradbenog kuta profila u rešetki

Položaj profila u rešetki jednoznačno je određen korakom rešetke t i ugradbenim kutom γ .

Uz poznati oblik profila i korak t , ugradbeni kut određuje sve ostale parametre rešetke, pojedinačno i geometrijske kutove β'_1 i β'_2 .

Ugradbeni kut za statorsku rešetku:

$$\gamma = 57,84 - 0,3929\beta'_1 + 0,8221\beta'_2$$

Ugradbeni kut za rotorsku rešetku:

$$\gamma = \arctg \frac{w_1 \sin \beta'_1 + w_2 \sin \beta'_2}{w_2 \cos \beta'_2 - w_1 \cos \beta'_1}$$

Pri projektiranju novog profila javlja se zadatak pronalaženja povoljnog položaja ulaznog brida profila s obzirom na izlazni. Taj je položaj određen izmjerom tetive i međusobnim položajem bridova u smjeru fronte rešetke, koji je također karakteriziran kutom γ .

Kut ugradnje profila u rešetki γ međusobno povezuje veličine širine rešetke B i tetive l . Vrijednost tetive može se približno ocijeniti prema poznatim vrijednostima B i γ prema jednadžbi:

$$l = \left[\frac{l}{\sin \gamma} + 0,054 \left(1 - \frac{1}{\sin \gamma} \right) \right] B$$

gdje je faktor pred okruglom zagradom srednja aritmetička vrijednost omjera:

$$(r_1 + r_2)/B$$

4.4. Profiliranje lopatice metodom polinoma petog stupnja

Ovaj proračun vrijedi za sve lopatice. Profiliranje lopatica izvršeno je u računanom programu *MathCad*. Korištena su dva softwarea. Prvi (Microsoft Excel) je korišten da bi se iz aero i termodinamičkog proračuna dobili polazni parametri koji se kasnije unose u drugi software (Mathcad) u kojem se konačno profiliraju lopatice. Iz Mathcad-a se oblik profila zapisuje (eksportira) u obliku tekstualne datoteke s koordinatama za Kartezijev koordinatni sustav (x, y), i te koordinate se zatim upisuju u software AutoCAD kao koordinate krivulje *spline*.

Profiliranje lopatica izvršeno je metodom polinoma petog stupnja.

4.4.1. Opis konstrukcije profila lopatice na srednjem presjeku

Polinom oblika, $y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_nx^n$ pogodan je za konstrukciju profila najrazličitijih oblika.

Metoda izložena u ovom poglavlju iz omogućava konstrukciju najrazličitijih profila, te maksimalno zadovoljava zahtjevima aerodinamike, konstrukcije, čvrstoće i tehnologije izrade. Kod analitičkog konstruiranja pomoću polinoma prije svega pojavljuje se pitanje izbora eksponenta polinoma n , dok je koordinatni sustav pogodno odabrati tako da je os x paralelna s osi turbine, a os y se podudara s frontom rešetke uz izlazne bridove.

Zadajući jednadžbe krivulja koje opisuju profil u takovom koordinatnom sustavu, treba odabrati polinom bar trećeg reda, pošto svaka krivulja na svojim krajevima treba biti zadana s koordinatama i smjerom tangenti, t.j. zadovoljavati četiri rubna uvjeta:

u točki $x = 0, y = y_0, y' = y'_0$;

u točki $x = 1, y = y_1, y' = y'_1$.

Prvo je dan prikaz procesa konstrukcije profila polinomom trećeg reda.

Konačni rezultat proračuna je profil koji ima u potpunosti određene geometrijske karakteristike, u koje obično ulaze tetiva b , korak t , geometrijski ulazni i izlazni kut β'_1 odnosno β'_2 , površina presjeka profila f (ili maksimalna debljina profila c_{max}), polumjeri zaobljenja ulaznog i izlaznog brida r_1 i r_2 , širina najužeg strujnog presjeka ("grla") međulopatičnog kanala a ili kut β_{2ef} , kao i kut otklona izlaznog brida δ . Te se veličine pojavljuju kao polazne pri konstrukciji profila.

Kako na početku procesa konstruiranja nije moguće uspostaviti jednoznačnu vezu između početnih podataka i rubnih uvjeta za zadavanje jednadžbi konveksne i konkavne strane profila, to se vrijednosti rubnih uvjeta na početku zadaju približno, a potom podešavaju sve dok se ne postignu zadane geometrijske karakteristike.

Tok proračuna je sljedeći. Ocijenivši prema srednjestatističkim ovisnostima koordinatu ulaznog brida,

$$y_{1c} - y_{0c} = 0,2 + 0,8(\beta'_1 - \beta'_2)$$

maksimalnu debljinu profila:

$$c_{max} = 1,3 \frac{f}{b}$$

kutove zaoštrenja ulaznog odnosno izlaznog brida:

$$\omega_1 = 2,5 \frac{c_{max} - 2r_1}{b}$$

$$\omega_2 = k_\omega \frac{0,14\omega_1}{0,2 + \omega_1}$$

(kutevi su u radijanima; $k_\omega = 1$; – o utjecaju vrijednosti toga faktora bit će riječi niže), određuje se širina rešetke:

$$B = b \cos \gamma = \frac{b}{\sqrt{1 + (y_{1c} - y_{0c})^2}}$$

gdje je γ – ugradbeni kut profila u rešetki.

Zbog pogodnosti daljnjeg proračuna poželjno je profil razmjestiti u području promjene x od 0 do 1, pa je svrsishodno prijeći na relativne vrijednosti zadanih geometrijskih veličina:

$$\bar{f} = \frac{f}{B^2} ; \bar{t} = \frac{t}{B} ; \bar{r}_1 = \frac{1}{B} ; \bar{r}_2 = \frac{r}{B} ; \bar{a}_2 = \bar{t} \sin \beta_{2ef}$$

Nakon toga se računaju debljine ulaznog i izlaznog brida mjerene duž fronti rešetke,

$$d_1 = 2\bar{r}_1 \frac{\frac{\cos \omega_1}{2}}{\sin \beta'_1 + \sin \frac{\omega_1}{2}}$$

$$d_2 = 2\bar{r}_2 \frac{\frac{\cos \omega_2}{2}}{\sin \beta'_2 + \sin \frac{\omega_2}{2}}$$

te ulazni i izlazni geometrijski kut konveksne strane profila:

$$\beta_{1konv} = \beta'_1 - \frac{\omega_1}{2} ; \beta_{2konv} = \beta'_2 - \frac{\omega_2}{2}$$

Sada se mogu izračunati rubni uvjeti i koeficijenti polinoma koji opisuje konveksnu stranu profila:

$$y_0 = d_2 ; y_1 = y_0 - (y'_0 - y'_1) ; y'_0 = tg(90^\circ - \beta_{2konv}) ; y'_1 = tg(\beta_{2konv} - 90^\circ)$$

$$a_0 = y_0 ; a_1 = y'_1 ; a_2 = 3(y_1 - y_0) - 2y'_0 - y'_1 ; a_3 = -2(y_1 - y_0) + y'_0 - y'_1$$

Postoji mogućnost da na takovi način određena jednadžba konveksne strane profila ne osigurava potrebnu vrijednost minimalnog strujnog presjeka međulopatičnog kanala (“grla”) a , pa je treba provjeriti. Da bi se postigla što točnija vrijednost grla kanala mijenja se ugradbeni kut profila u rešetki γ (t.j. razlika $y_0 - y_1$) te geometrijski izlazni kut β'_2 .

Kod konstrukcije ukorijenih presjeka lopatica s relativno malim kutovima β'_1 , zajedno uz kut otklona izlaznog brida δ , svrsishodno je provjeriti vrijednost ulaznog presjeka međulopatičnog kanala b_1 .

Kada dobivena jednadžba za konveksnu stranu zadovoljava zadane vrijednosti grla međulopatičnog kanala i kuta odklona izlaznog brida, može se preći na konstrukciju konkavne strane profila. Kao rubni uvjeti za računanje koeficijenata polinoma koji opisuje konkavnu stranu, koriste se veličine:

$$y_{0k} = 0; y_{1k} = (y_{1c} - y_{0c}) + (d_2 - d_1)$$

gdje su:

$$\beta_{1k} = \beta_{1c} + \omega_1; \beta_{2k} = \beta_{2c} + \omega_2$$

Odredivši koeficijente polinoma konkavne strane, potrebno je provjeriti površinu dobivenog profila ili maksimalnu debljinu profila. Ako je postignuta zadana površina f ili maksimalna debljina profila c_{max} , jednadžbe konveksne i konkavne strane smatraju se konačnima i može se pristupiti proračunu ostalih geometrijskih karakteristika.

Kod rešetki, koje se sastoje od profila jako bliskih akcijskim, poželjno je provjeriti karakter promjene širine međulopatičnog kanala, dok ta provjera za reakcijske rešetke nije obvezatna.

Jako se povoljna promjena zakrivljenja duž profilu dobiva ako se kod izbora druge derivacije y_0'' polazi od uvjeta :

$$\int_0^s k^2 ds \rightarrow \min; \frac{d^2 \rho}{dx^2} \leq 0 \quad (1)$$

gdje:

$$k = \frac{y''}{(1 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}; \rho = \frac{1}{k}$$

s - duljina krivulje.

Uvjeti dani jednadžbom (1) osiguravaju kontinuiranu raspodjelu polumjera zakrivljenja po profilu (bez infleksija). Isto tako prvi uvjet osigurava nisku razinu brzina opstrujavanja profila, a drugi kontinuiranu promjenu brzine od ulaznog do izlaznog brida.

Kod projektiranja profila rešetki s malom reaktivnošću i s velikim kutovima zakreta toka zahtijevaju se polinomi višeg reda: $n = 5$ do 7 . Prijelaz na peti red omogućava promjenu zakrivljenja po konveksnoj strani koja je sasvim pogodna za akcijske profile.

Kod prijelaza na polinome visokog reda rubni uvjeti za određivanje koeficijenata y_1'' , y_0''' i y_1''' mogu se odabirati uzastopno, uz istovremeno povećanje reda i korištenje uvjeta danih s jednadžbom (1). No isto tako odabir rubnih uvjeta uz korištenje jednadžbe (1) nije jednoznačni put dobivanja profila željenog oblika. Moguće se osloniti na familije krivulja, kod kojih svakom skupu od četiri osnovna rubna uvjeta (y_0 , y_1 , y_0'' i y_1') odgovara u potpunosti definirana promjena zakrivljenja duž krivulje, tj. za te se familije trebaju sastaviti izrazi funkcionalne veze oblika:

$$y_0'' = f_0(y_0, y_1, y_0', y_1')$$

$$y_1'' = f_1(y_0, y_1, y_0', y_1')$$

itd.

Očigledno, da postojanje sličnih izraza značajno pojednostavljuje sastavljanje polinoma, pošto isključuje dugotrajni proces odabira rubnih uvjeta.

Bez obzira na način određivanja rubnih uvjeta y_0'' , y_1'' , y_0''' i y_1''' , prethodno izloženi postupak dobivanja jednadžbi, koje opisuju profil, očuvao se i kod polinoma višeg reda. Promjene se sastoje samo u tome, da je nakon zadavanja četiri osnovna rubna uvjeta potrebno odrediti navedene dodatne rubne uvjete, koji određuju karakter promjene zakrivljenja po profilu, a za proračun koeficijenata polinoma primjenjuju se općenitije

$$a_0 = y_0 ; a_1 = y_0' ; a_2 = \frac{y_0''}{2} ; a_3 = \frac{y_0'''}{6} ;$$

$$a_4 = 35(y_1 - y_0) - 20y_0' - 15y_1' - 5y_0'' + \frac{5}{2}y_1'' - \frac{2}{3}y_0''' - \frac{1}{6}y_1'''$$

$$a_5 = -84(y_1 - y_0) + 45y_0' + 39y_1' + 10y_0'' - 7y_1'' + y_0''' + \frac{1}{2}y_1''' \quad (2)$$

$$a_6 = 70(y_1 - y_0) - 36y_0' - 34y_1' - \frac{15}{2}y_0'' + \frac{13}{2}y_1'' - \frac{2}{3}y_0''' - \frac{1}{2}y_1'''$$

$$a_7 = -20(y_1 - y_0) + 10y_0' + 10y_1' + 2y_0'' - 2y_1'' + \frac{1}{6}y_0''' + \frac{1}{6}y_1'''$$

Jednadžbe (2) mogu se koristiti za polinome reda n od 3 do 7. Kod toga se rubni uvjeti, koji su za izabrani red polinoma suvišni (npr. y_0''' i y_1''' kod polinoma petog reda), trebaju proračunati po jednadžbama:

$$\text{kod } n=3: y_0'' = 6(y_1 y_0) - 4y_0' - 2y_1'$$

$$\text{kod } n \leq 4: y_1'' = -12(y_1 - y_0) + 6y_0' + 6y_1' + y_0''$$

$$\text{kod } n \leq 5: y_0''' = 60(y_1 - y_0) - 36y_0' - 24y_1' - 9y_0'' + 3y_1''$$

$$\text{kod } n \leq 6: y_1''' = 120(y_1 - y_0) - 60y_0' - 60y_1' - 12y_0'' + 12y_1'' - y_0'''$$

Posljednje su jednadžbe sastavljene tako, da koeficijenti kod stupnjeva x , koji prelaze odabrani, prelaze u nulu.

4.4.2. Profiliranje statorske lopatice

Iz ranije provedenog aero i termodinamičkog proračuna preuzeti su polazni podaci koji se uvrštavaju u Mathcad u kojem se obrađuju, da bi izlazna rješenja dobivena u njemu poslužila kao ulazni podaci u drugi software (AutoCAD) u kojem se konačno i dobiva profil lopatice. Računati će se profil statorske lopatice zadnjeg (8-og) stupnja turbine.

Proračunski promjer	$D = 180 \text{ mm}$
Brzina ispred statorskih lopatica	$c_0 = 23,44 \text{ m/s}$
Ulazni kut	$\alpha_0 = 105,24^\circ$
Brzina iza statorskih lopatica	$c_1 = 23,44 \text{ m/s}$
Izlazni kut	$\alpha_1 = 14^\circ$
Machov broj na izlazu iz rešetke	$M_{1c} = 0,489$

Ovi podaci uneseni su u Mathcad te su sljedeća rješenja korištena kao ulazni parametri za konačno profiliranje lopatice. Sve vrijednosti su relativne (predstavljaju omjer dotične vrijednosti i duljine tetive) osim kutnih.

Ulazni geometrijski kut profila	$\beta_{1g} = 105,24^\circ$
Izlazni geometrijski kut profila	$\beta_{2g} = 14^\circ$
Korak rešetke	$t = 0,763$
Tetiva profila	$l = 1$
Širina grala međulopatičnog kanala	$a = 0,181$
Debljina profila	$c_{max} = 0,1$
Udaljenost od ulaznog brida središta	$x_{cmax} = 0,1817$
Polumjer zaobljenja ulaznog brida	$r_1 = 0,024$
Polumjer zaobljenja izlaznog brida	$r_2 = 0,006$
Kut zaoštrenja ulaznog brida profila	$\omega_1 = 30^\circ$
Kut zaoštrenja izlaznog brida profila	$\omega_2 = 5,22^\circ$
Kut otklona izlaznog brida	$\delta = 10^\circ$
Ugradbeni kut	$\gamma = 28^\circ$

Proračun u Mathcad-u rađen je prema uzoru na [18]. Konačno dobiven profil statorsche lopatice prikazan na sljedećoj slici:



Slika 4.1. Profil statorsche lopatice zadnjeg turbinskog stupnja (Mjerilo 2:1).

Profil statorsche lopatice mijenja svoj oblik i dimenzije po stupnjevima turbine. Sam oblik se dobiva u Mathcad-u (jedinični), a u AutoCAD-u se pomoću opcije *scale* dobivaju tražene dimenzije pojedinih profila.

4.4.3. Profiliranje rotorske lopatice

Iz ranije provedenog aero i termodinamičkog proračuna preuzeti su polazni podaci koji se uvrštavaju u Mathcad u kojem se obrađuju, da bi izlazna rješenja dobivena u njemu poslužila kao ulazni podaci u drugi software (AutoCAD) u kojem se konačno i dobiva profil lopatice. Računati će se profil rotorske lopatice zadnjeg (8-og) stupnja turbine.

Proračunski promjer	$D = 180 \text{ mm}$
Brzina ispred rotorskih lopatica	$w_1 = 38,7 \text{ m/s}$
Ulazni kut	$\beta_1 = 34,7^\circ$
Brzina iza rotorskih lopatica	$w_2 = 55,34 \text{ m/s}$
Izlazni kut	$\beta_2 = 23,21^\circ$
Machov broj na izlazu iz rešetke	$M_{2w} = 0,322$

Ovi podaci uneseni su u Mathcad te su sljedeća rješenja korištena kao ulazni parametri za konačno profiliranje lopatice. Sve vrijednosti su relativne (predstavljaju omjer dotične vrijednosti i duljine tetive) osim kutnih.

Ulazni geometrijski kut profila	$\beta_{1g} = 34,7^\circ$
Izlazni geometrijski kut profila	$\beta_{2g} = 23,21^\circ$
Korak rešetke	$t = 0,547$
Tetiva profila	$l = 1$
Širina grala međulopatičnog kanala	$a = 0,206$
Debljina profila	$c_{max} = 0,17$
Udaljenost od ulaznog brida središta	$x_{cmax} = 0,3617$
Polumjer zaobljenja ulaznog brida	$r_1 = 0,021$
Polumjer zaobljenja izlaznog brida	$r_2 = 0,007$
Kut zaoštrenja ulaznog brida profila	$\omega_1 = 30^\circ$
Kut zaoštrenja izlaznog brida profila	$\omega_2 = 5,22^\circ$
Kut otklona izlaznog brida	$\delta = 10^\circ$
Ugradbeni kut	$\gamma = 66,52^\circ$

Proračun u Mathcad-u rađen je prema uzoru na [18]. Konačno dobiven profil rotorske lopatice prikazan na sljedećoj slici:

















Slika 4.2. Profil rotorske lopatice zadnjeg turbinskog stupnja (Mjerilo 2:1).





Profil statorske lopatice mijenja svoj oblik i dimenzije po stupnjevima turbine. Sam oblik se dobiva u Mathcad-u (jedinični), a u AutoCAD-u se pomoću opcije *scale* dobivaju tražene dimenzije pojedinih profila.

4.4.4. Profili ostalih turbinskih lopatica

Tablica 4.1. Profili, visina i brojnost svih turbinskih stupnjeva.

STUPANJ	St. / Ro.	PROFIL	VISINA (mm)	ŠIRINA (mm)	BROJNOST
1 (Curtis)	Stator		7,6	7	70
	Rotor 1		7,8	7	152
	Skretne lopatice		8	7	101
	Rotor 2		8,2	7	78
2	Stator		8,7	7	80
	Rotor		8,9	7	154

STUPANJ	St. / Ro.	PROFIL	VISINA (mm)	ŠIRINA (mm)	BROJNOST
3	Stator		10,6	7	46
	Rotor		10,8	7	142
4	Stator		12,9	10	32
	Rotor		13,1	10	96
5	Stator		15,7	10	32
	Rotor		15,9	10	93
6	Stator		19	10	33
	Rotor		19,2	10	89

STUPANJ	St. / Ro.	PROFIL	VISINA (mm)	ŠIRINA (mm)	BROJNOST
7	Stator		23	12	26
	Rotor		23,2	12	71
8	Stator		28,9	12	29
	Rotor		29,1	12	77

5. NUMERIČKA SIMULACIJA POSLJEDNJEG STUPNJA TURBINE

5.1. Uvod

Numeričkom simulacijom posljednjeg turbinskog stupnja provjeravaju se strujne karakteristike lopatica, polja tlakova i temperatura kao i provjera postojanosti nedopuštenih pojava (npr. vrtložno strujanje).

Prvi korak je izrada datoteke s koordinatama profila, tzv. turbo.tur datoteka.

```
/ Durham Linear Turbine Cascade (modified) test case

/ File Version
1 3 1

/ Rotational Axis
0

/ Coordinate Type
0

/ Hub edge points
1
2
-4 -11 76.05
15 -11 76.05

/ Shroud edge points
1
2
-4 -11 103.95
15 -11 103.95

/ Tip Clearance Edge Points
0

/ Number of blades
1

/ Number of Profiles
2

/ Number of Edges per Profile Side
3

/ Profile Edge Continuity
2 2 2 2

/ Hub Section (#1)
/ Pressure side
6
0 0 76
-0.02156733-0.158681006 76
-0.001330104 -0.317537124 76
0.059332543-0.465742572 76
0.156286554-0.593197393 76
0.282924672-0.691215751 76
101
0.282924672-0.691215751 76
```

Slika 5.1. Izgled turbo.tur datoteke.

Objašnjenje turbo.tur datoteke:

/ Hub edge points

1

2

-4 -11 76.05

15 -11 76.05

Hub je podnožje lopatice, tj. dio gdje se lopatica spaja s vratilom.

Vrijednosti u prvom redu:

-4 označava točku na x koordinati kontrolnog volumena u smjeru x osi (negativna strana x osi). To je zapravo duljina kontrolnog volumena u tom smjeru.

-11 označava y koordinatu osi rotacije (gledano iz tlocrta, tj. gledano tako kako vidimo profil lopatice). To je zapravo duljina od ishodišta koordinatnog sustava do osi rotacije. To je polovina duljine lopatice (iz y koordinata se može vidjeti duljina lopatice, $y = 22,41 \text{ mm}$).

76.05 označava z koordinatu donje točke lopatice (tj. dio gdje se lopatica spaja s vratilom).

Računa se iz formule $z = \frac{d_{sr}}{2} - \frac{l_1}{2}$. To je zapravo donja polovica lopatice.

Vrijednosti u drugom redu:

15 označava točku na x koordinati kontrolnog volumena u smjeru x osi (pozitivna strana x osi). To je zapravo duljina kontrolnog volumena u tom smjeru.

-11 označava y koordinatu osi rotacije (gledano iz tlocrta, tj. gledano tako kako vidimo profil lopatice). To je zapravo duljina od ishodišta koordinatnog sustava do osi rotacije.

76.05 označava z koordinatu donje točke lopatice (tj. dio gdje se lopatica spaja s vratilom).

Računa se iz formule $z = \frac{d_{sr}}{2} - \frac{l_1}{2}$. To je zapravo donja polovica lopatice.

Kasnije će se u Gambitu vidjeti što ovo točno znači.

Shroud je vrh lopatice, tj. dio gdje je lopatica vrlo blizu kućištu turbine.

Vrijednosti u prvom redu:

-4 označava točku na x koordinati kontrolnog volumena u smjeru x osi (negativna strana x osi). To je zapravo duljina kontrolnog volumena u tom smjeru.

-11 označava y koordinatu osi rotacije (gledano iz tlocrta, tj. gledano tako kako vidimo profil lopatice). To je zapravo duljina od ishodišta koordinatnog sustava do osi rotacije.

76.05 označava z koordinatu donje točke lopatice (tj. dio gdje je lopatica vrlo blizu kućištu turbine). Računa se iz formule $z = \frac{d_{sr}}{2} + \frac{l_1}{2}$. To je zapravo gornja polovica lopatice.

Vrijednosti u drugom redu:

15 označava točku na x koordinati kontrolnog volumena u smjeru x osi (pozitivna strana x osi). To je zapravo duljina kontrolnog volumena u tom smjeru.

-11 označava y koordinatu osi rotacije (gledano iz tlocrta, tj. gledano tako kako vidimo profil lopatice). To je zapravo duljina od ishodišta koordinatnog sustava do osi rotacije.

76.05 označava z koordinatu donje točke lopatice (tj. dio gdje je lopatica vrlo blizu kućištu turbine). Računa se iz formule $z = \frac{d_{sr}}{2} + \frac{l_1}{2}$. To je zapravo gornja polovica lopatice.

Objašnjenje ostalih veličina:

/ Hub Section (#1)

/ Pressure side

6

0	0	76
-0.02156733	-0.158681006	76
-0.001330104	-0.317537124	76
0.059332543	-0.465742572	76
0.156286554	-0.593197393	76
0.282924672	-0.691215751	76

101

0.282924672	-0.691215751	76
-------------	--------------	----

.	.	.
.	.	.
.	.	.

6

11.67838241	-22.31218012	76
11.69833377	-22.3542943	76
11.73001258	-22.38847199	76
11.77049377	-22.41155736	76
11.81603948	-22.42141884	76
11.86244425	-22.41714586	76

Hub section #1 označa da se ovdje radi o profilu na podnožju lopatice.

Pressure side označava da se ovdje zadaju koordinate tlačna strane profila („unutarnje“, konkavne).

Broj **6** pokazuje da će ulazni brid biti zadan sa 6 koordinata (ispisanih ispod njega).

Broj **101** pokazuje da će najveći dio profila biti opisan s 101-om koordinatom.

Broj **6** (drugi) pokazuje izlazni brid zadan sa 6 koordinata.

Koordinate su odvojene razmakom (Tab tipka).

Kao što se vidi, visina $z = 76$ jednaka je za sve koordinate što nam govori da je to krivulja (jedna strana profila) koja se nalazi u jednoj ravnini.

Visina 76 je odabrana kao prvi cijeli manji broj u odnosu na stvarnu koordinatu donje točke (76.05 mm).

Nakon ovoga se upisuju koordinate za potlačnu stranu (/Suction side).

U idućem koraku cijeli prethodni postupak se ponavlja i tako se stvara tablica podataka za vrh lopatice (/Shroud section (#2)). Upisuju se $6 + 101 + 6$ koordinata, ali sa vrijednošću $z = 104$. Broj 104 predstavlja prvi cijeli veći broj u odnosu na stvarnu koordinatu gornje točke (103.95 mm).

Važno! Vrijednosti prvi dviju koordinata svih točaka (x , y) su prethodno skaliranje (uvećane) u tabličnom kalkulatoru (npr. Microsoft Excel), a zatim kopirane u turbo.tur datoteku. U Mathcad-u se dobivaju jedinične vrijednosti koje se nadnakno moraju uvećati.

5.2. Numerička simulacija statorsche lopatice

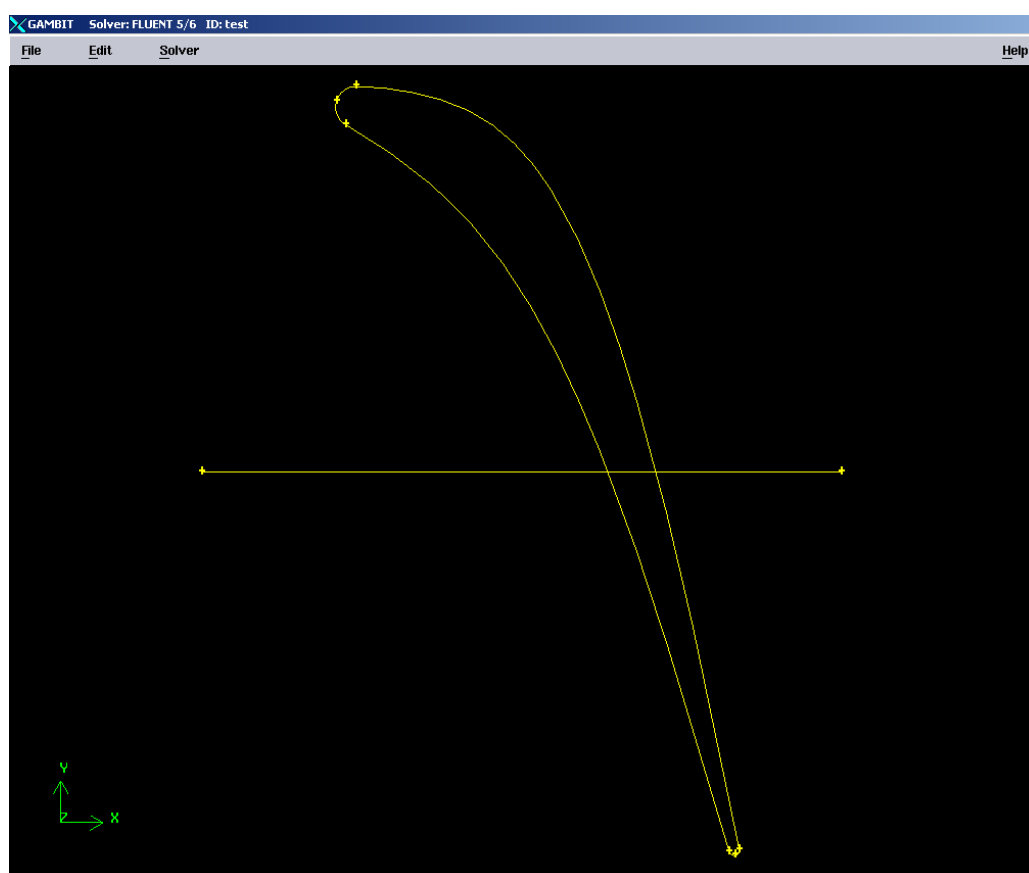
5.2.1. Stvaranje mreže kontrolnih volumena u Gambitu

Fluent je program u kojem se rade numeričke simulacije s mrežom kontrolnih volumena napravljenom u Gambitu.

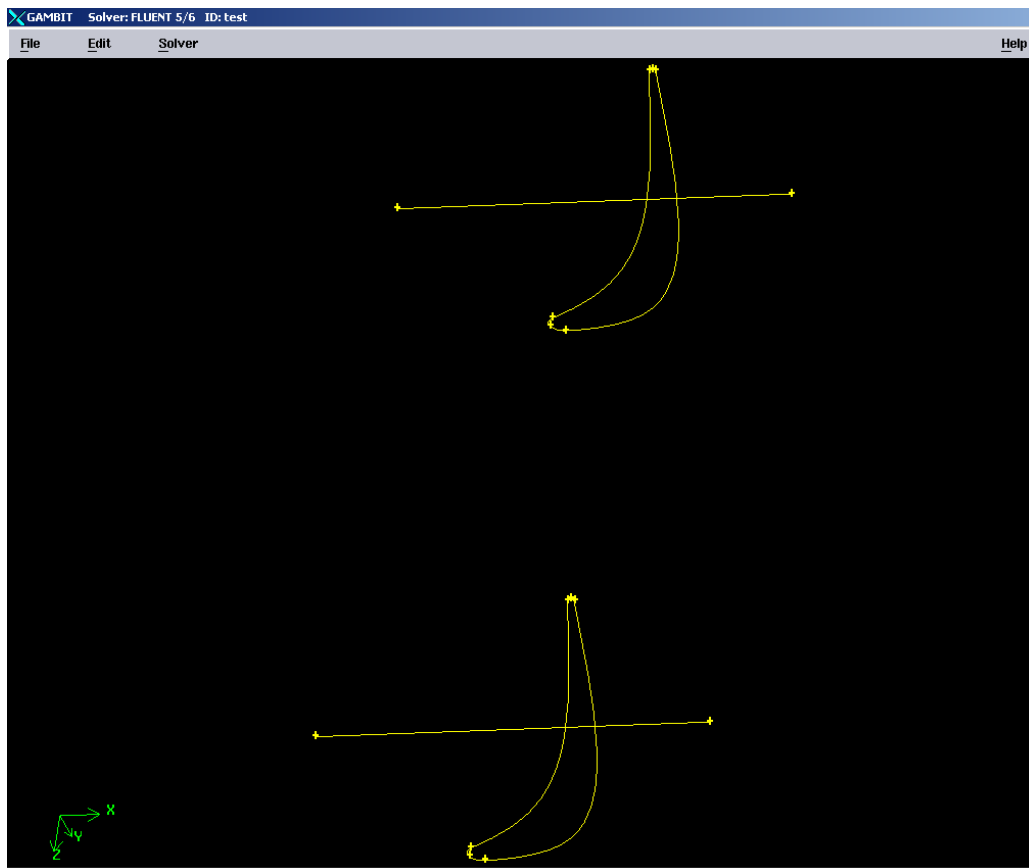
Sam postupak izrade kontrolnog volumena opisan je na [19].

Prvi korak je uvoz turbo.tur datoteke u Gambit. To se radi tako da se otiđe na File → Import → Turbo. Turbo.tur datoteka mora biti spremljena u direktorij koji je određen kao Gambitov radni direktorij (Working Directory).

U grafičkom sučelju sada dobivamo izgled profila statorsche lopatice.



Slika 5.2. Izgled profila statorsche lopatice.



Slika 5.3. Izgled korjenog i vršnog profila statorsche lopatice u prostoru.

Nakon ovoga namještavaju postavke u Tools → Turbo →

→ Create Turbo Profile

→ Slide Virtual Vertex

- ostavljeno po Default-u.

→ Create Turbo Volume

- broj lopatica 29, podjela kontrolnog volumena na dva dijela → Spanwise sections 2.

→ Define Turbo Zone

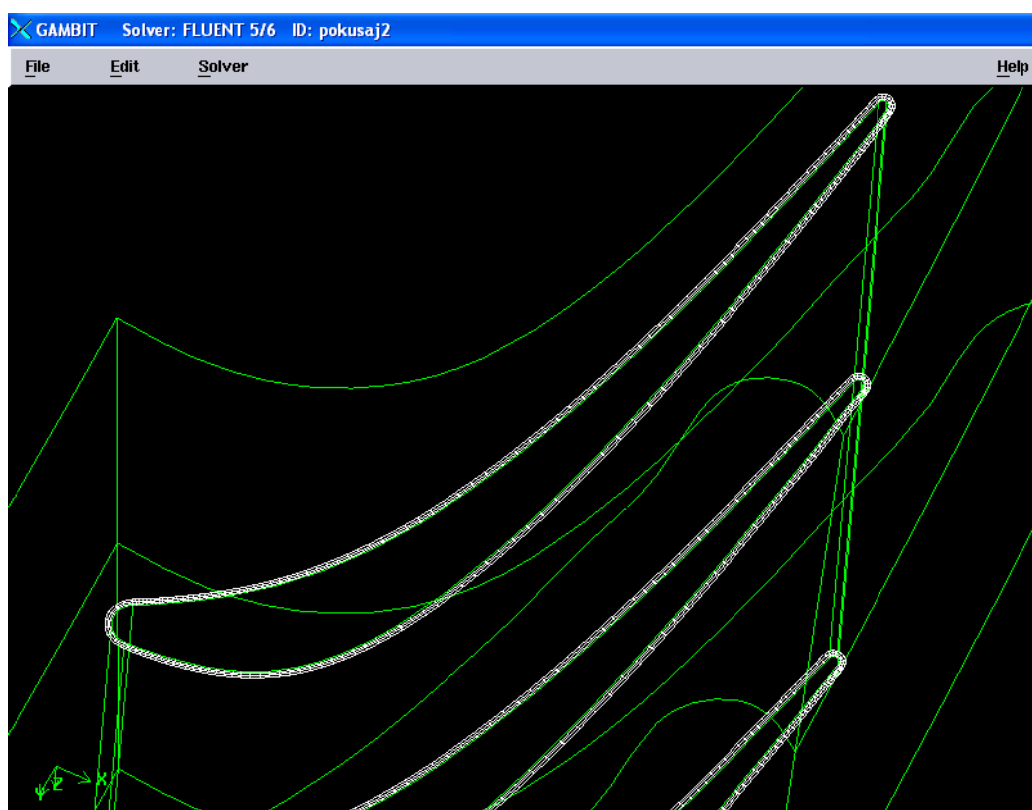
- određuju se površine ulaza i izlaza fluida, površina vratila i kućišta turbine (Hub, Casing – u turbo.tur datoteci Shroud), tlačne i potlačne površine profila.

→ Create Boundary Layer

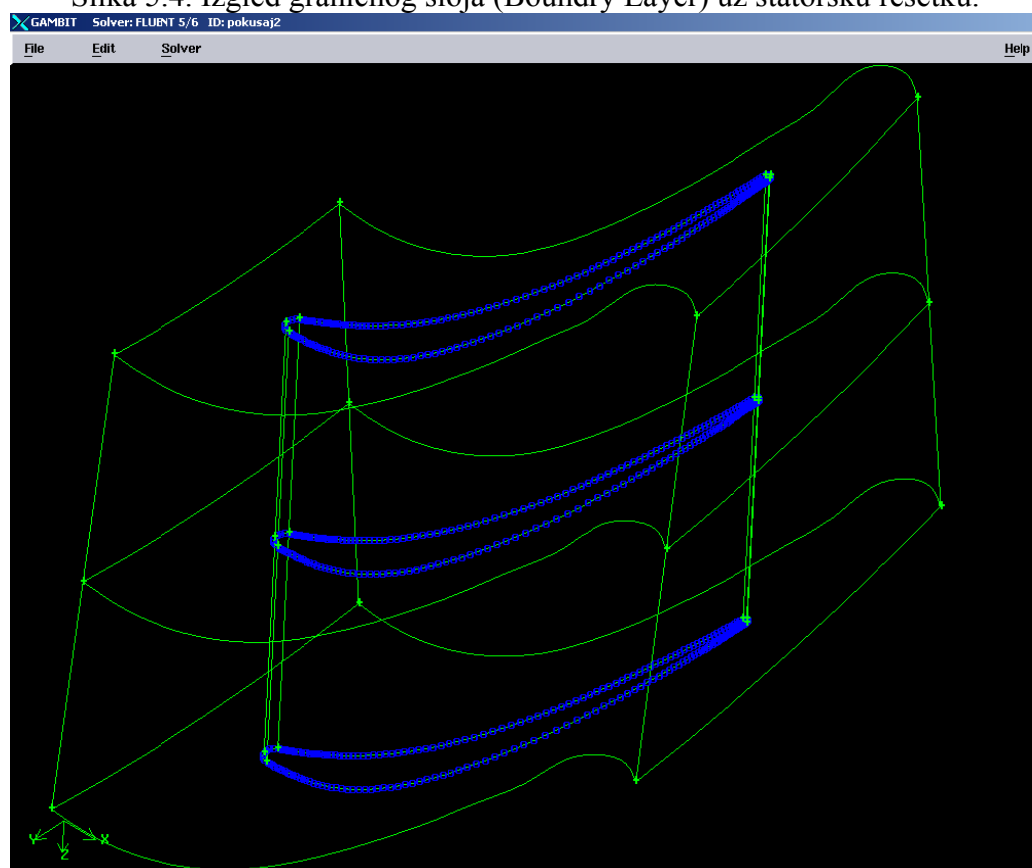
- Algorithm Uniform, First Row 0,05, Growth factor 1,2, Rows 3, uključena opcija Internal Continuity.

→ Mesh Entities

Meširanje odnosno stvaranje točaka kontrolnog volumena. Prvo se mešira uz rubove lopatica jer nas tamo najviše zanimaju rezultati simulacije. Kako se odmičemo od rubova lopatice, i mreža smije postati rijedja.



Slika 5.4. Izgled graničnog sloja (Boundry Layer) uz statorsku rešetku.



Slika 5.5. Izgled meširanih rubova statorske rešetke. Prema krajevima gušća, a u sredini rijedja mreža.

Postavke za meširanje:

Meširanje rubova (postavke su za pola krivulje na ulazu/izlazu, tj. sveukupno 12 krivulja mora biti odabrano):

Type: Successive Ratio

Ratio: 1

Spacing: Apply

Interval Count: 6

Meširanje tlačne (unutarnje, konkavne strane, moraju biti odabrane ukupno 3 krivulje):

Type: Successive Ratio

Double Sided uključeno

Ratio 1: 1,024

Ratio 2: 1,04

Interval count: 90

Meširanje potlačne (vanjske, konveksne strane, moraju biti odabrane ukupno 3 krivulje):

Type: Successive Ratio

Double Sided uključeno

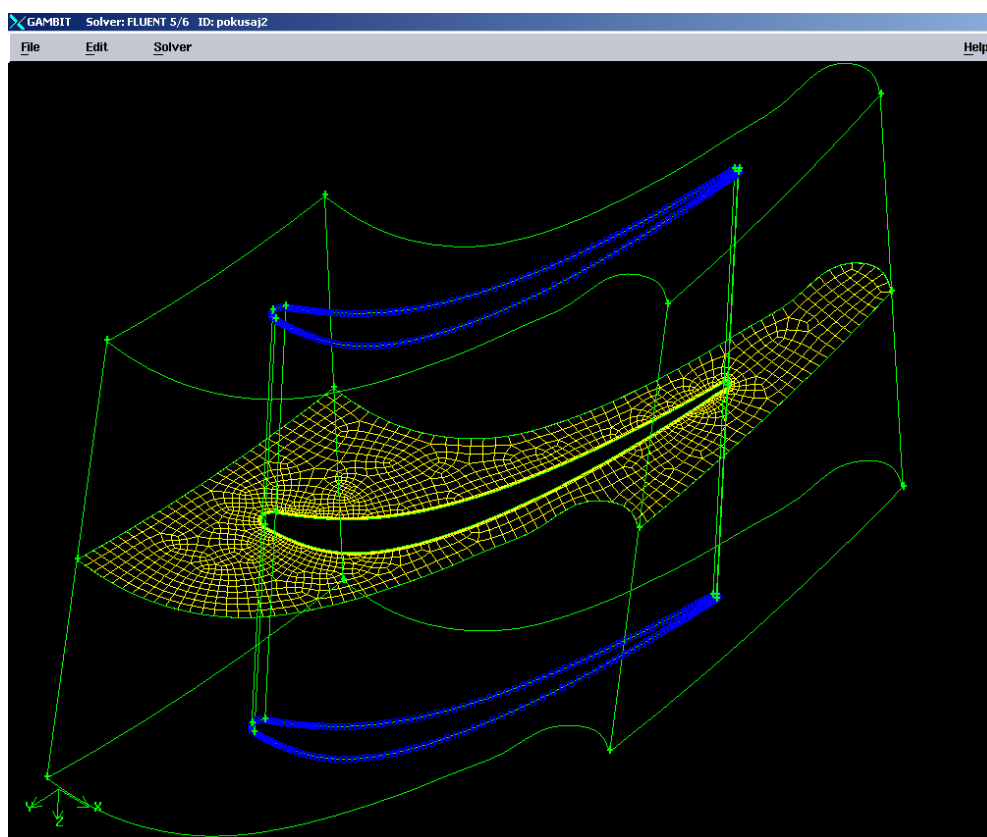
Ratio 1: 1,034

Ratio 2: 1,054

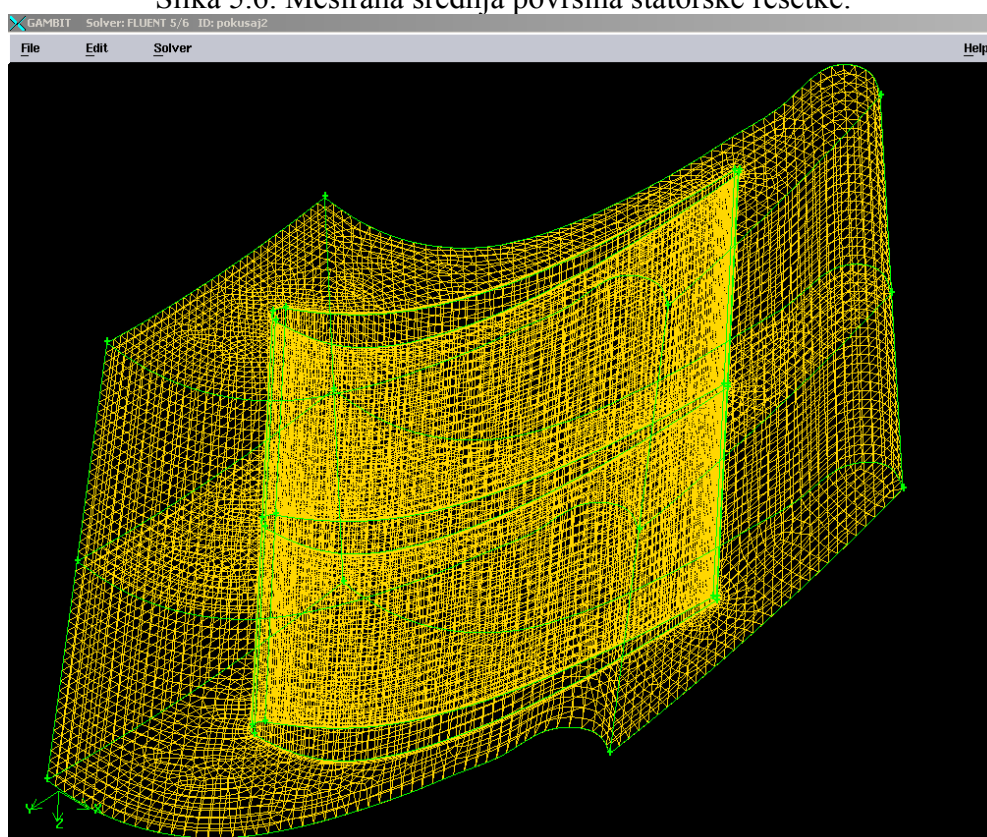
Interval count: 100

Nakon meširanja rubova, kreće se s meširanjem srednje površine (opcija Mesh Faces). Ovdje se javljaju prvi problemi jer ukoliko se odabere preveliki interval meširanja, Gambit neće moći izmeširati tu površinu. Ako se odabere mali interval, pojaviti će se povećani broj previše skošenih površina, a s njima i negativni volumeni. Negativnih volumena **ne** smije biti!

Interval se traži iterativno u intervalu od 1,2 do 0,3 s korakom od 0,1. U ovom slučaju odabran je interval od 0,64 i broj kontrolnih volumena iznosi 97 000, što je zadovoljavajuće. Interval za meširanje volumena jednak je kao i interval za meširanje srednje površine.



Slika 5.6. Meširana srednja površina statorske rešetke.



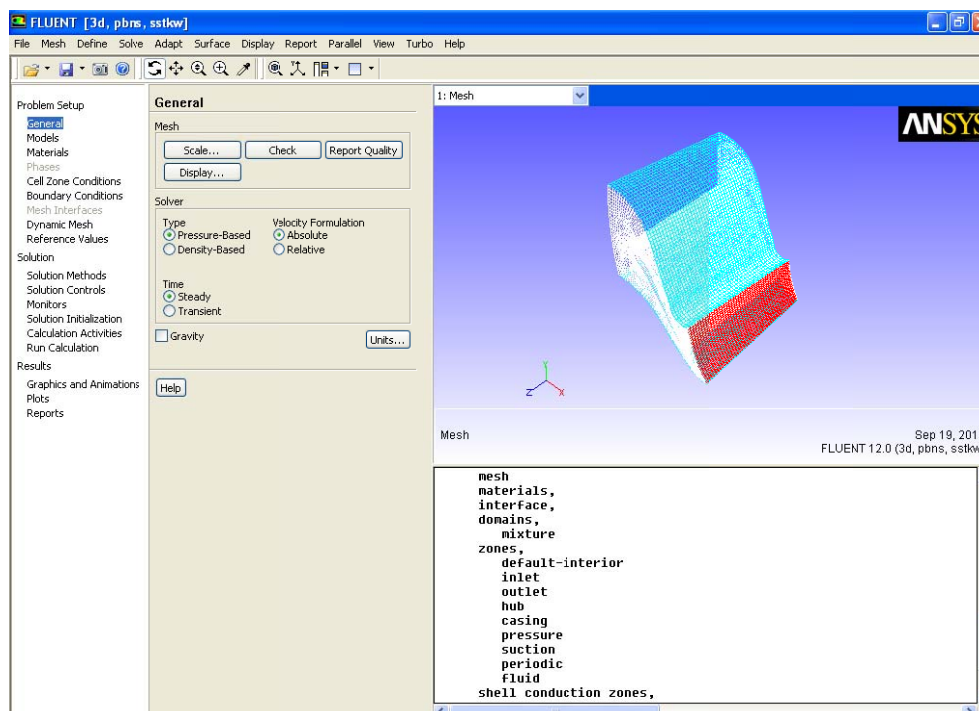
Slika 5.7. Meširani kontrolni volumen statorske rešetke.

Zadnji korak je izvoz (eksportiranje) mreže kontrolnih volumena koja će biti zapisana u obliku datoteke s ekstenzijom .msh.

5.2.2. Numerička simulacija statrorske lopatice u Fluent-u i rezultati

U Fluent-u se ne može simulirati cijeli stupanj odjednom (tj. i stator i rotor). Stator i rotor moraju se simulirati zasebno.

Prvi korak je učitavanje mreže kontrolnih volumena (.msh datoteka) u Fluent, što se radi tako da se ode na File → Read → Mesh.



Slika 5.8. Fluent-ovo sučelje.

Postavke

General:

- Scale:
 - Mesh was created in mm
 - Stisnuti Scale
- Solver
 - Type: Pressure-Based
 - Velocity Formulation: Absolute
 - Time: Steady

Models – sve ostaje nepromijenjeno osim:

- Energy: On
- Viscous
 - k-omega (2 eqn)
 - k-omega model: SST
 - sve ostalo unutar Viscous ostaje nepromijenjeno.
- Svi ostali modeli su isključeni.

Materials – air, ali sa svojstvima izopentana na ulazu u stator.

- Air
 - Density: Ideal-gas
 - Cp (Specific Heat): 1906 J/kgK
 - Thermal Conductivity: 0,02 W/mK
 - Viscosity: 8,431e-06 kg/ms
 - Molecular Weight: 72.15 kg/kgmol
 - Stisnuti Change/Create.
- Ostalo ostaje nepromijenjeno.

Cell Zone Conditions – mijenja se. Mijenjamo klikom na opciju Edit:

- Rotation-Axis Direction
 - X = -1 [rotacija u smjeru kazaljke na satu – pravilo „lijeve ruke“]
 - Motion Type: Stationary
- Sve ostale vrijednosti unutar opcije Edit ostaju nepromijenjene.

Boundry Conditions (*rubni uvjeti*):

- Casing – stationary wall, no slip.
- Default-interior – nepromijenjeno.
- Hub – stationary wall, no slip.
- Inlet – Momentum prozor:
 - Reference frame: Absolute
 - Gauge Total Pressure: 37075 Pa (constant)
 - Supersonic/Initial Gauge Pressure: 36950 Pa (constant)
 - Direction Specification Method: Direction Vector
 - Coordinate System: Cartesian (X, Y, Z)
 - X-Component of Flow Direction: 0,9648 (Constant)
 - Y-Component of Flow Direction: -0,2629 (Constant)
 - Z-Component of Flow Direction: 0 (Constant)
 - Turbulence – Intensity and Viscosity Ratio:
 - Backflow Turbulent Intensity = 1%
 - Backflow Turbulent Viscosity Ratio = 15
- Inlet – Thermal prozor:
 - Total temperature: 344,7 K (constant)

Važno! Tlakovi su manometarski. Važno je da pod postavkom Operating Conditions (glavno sučelje) ostane Operating Pressure 101325 Pa.

Komponente strujanja predstavljaju komponente jediničnog vektora ulazne brzine.

$$X = \sin \alpha_0$$

$$Y = \cos \alpha_0$$

- Outlet – Momentum prozor:
 - Gauge Pressure: 20375 Pa (constant)
 - Backflow Direction Specification Method: Normal to Boundry
 - Uključiti Radial Equilibrium Pressure Distribution.
 - Turbulence – Intensity and Viscosity Ratio:
 - Backflow Turbulent Intensity = 1%
 - Backflow Turbulent Viscosity Ratio = 15
- Outlet – Temperature prozor:
 - Backflow Total Temperature: 343,2 K (constant)
- Periodic
 - Periodic Type: Translational

Važno! U slučaju statora, gibanje fluida je pravocrtno, a uzrokovano je razlikom tlakova na ulazu i izlazu iz statora.

- Pressure:
 - Stationary wall, no slip.
- Suction:
 - Stationary wall, no slip.

Dynamic Mesh

- sve ostaje nepromijenjeno (opcija Dynamic Mesh mora ostati isključena).

Reference Values:

- Compute from: Ulaz
- Reference Values: Ne mijenjati.
- Reference zone: Fluid.

Solution Methods:

- Pressure-Velocity Coupling:
 - Scheme: SIMPLE
- Spatial Discretization:
 - Gradient: Least Square Cell Based
 - Pressure: Second Order
 - Momentum: Second Order Upwind
 - Turbulent Kinetic Energy: Second Order Upwind
 - Specific Dissipation Rate: Second Order Upwind

Solution Controls

- sve ostaje nepromijenjeno.

Monitors – podesiti slijedeće:

- Residuals – isključiti konvergenciju svih residuala.
- Surface Monitors – postaviti praćenje promjene masenog protoka u zavisnosti o broju iteracije (Mass Flow Rate, Absolute Pressure vs. Iteration, Print, Plot).
- Ostalo ostaje nepromijenljivo.

Solution Initialization:

- Compute from: Inlet
- Reference Frame: Absolute
- Stisnuti Initalize

Calculation Activities

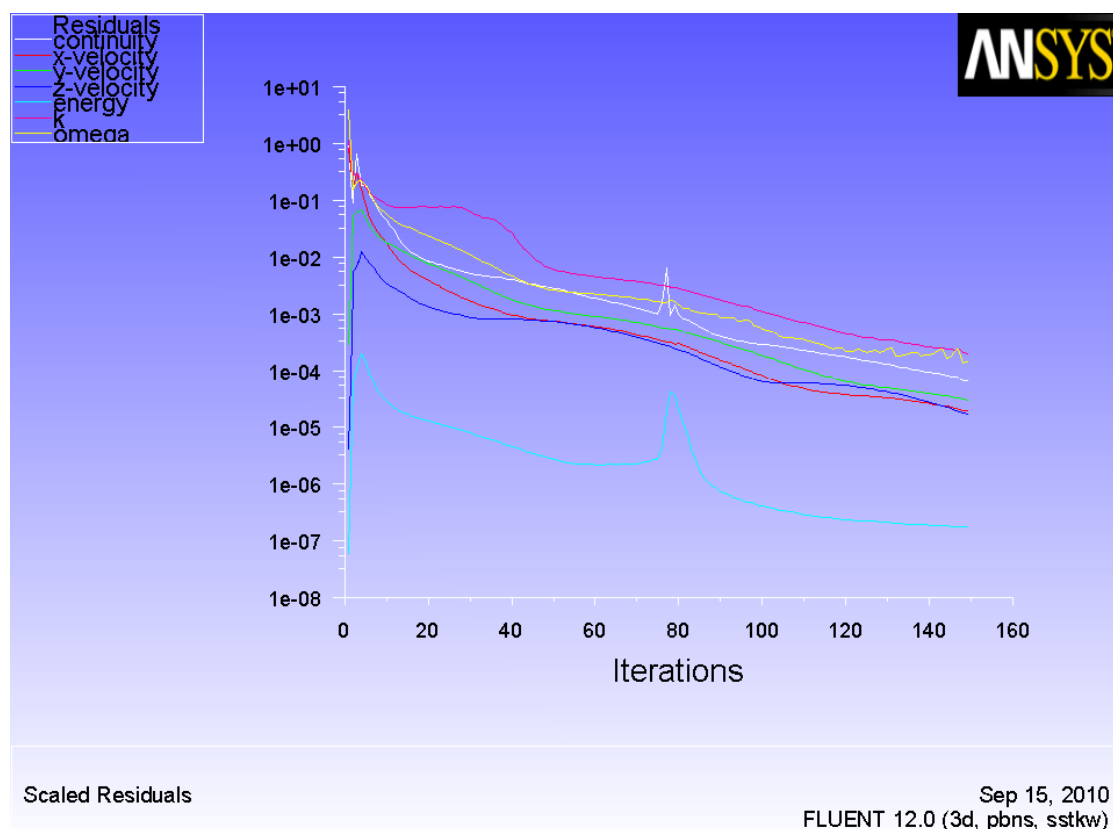
- sve ostaje nepromijenjeno.

Run Calculation:

- Number of Iterations: 150 [budući da je strujanje jednostavno, rezultatima vrlo brzo raste točnost].
- Reporting Interval: 1
- Profile Updating Interval: 1

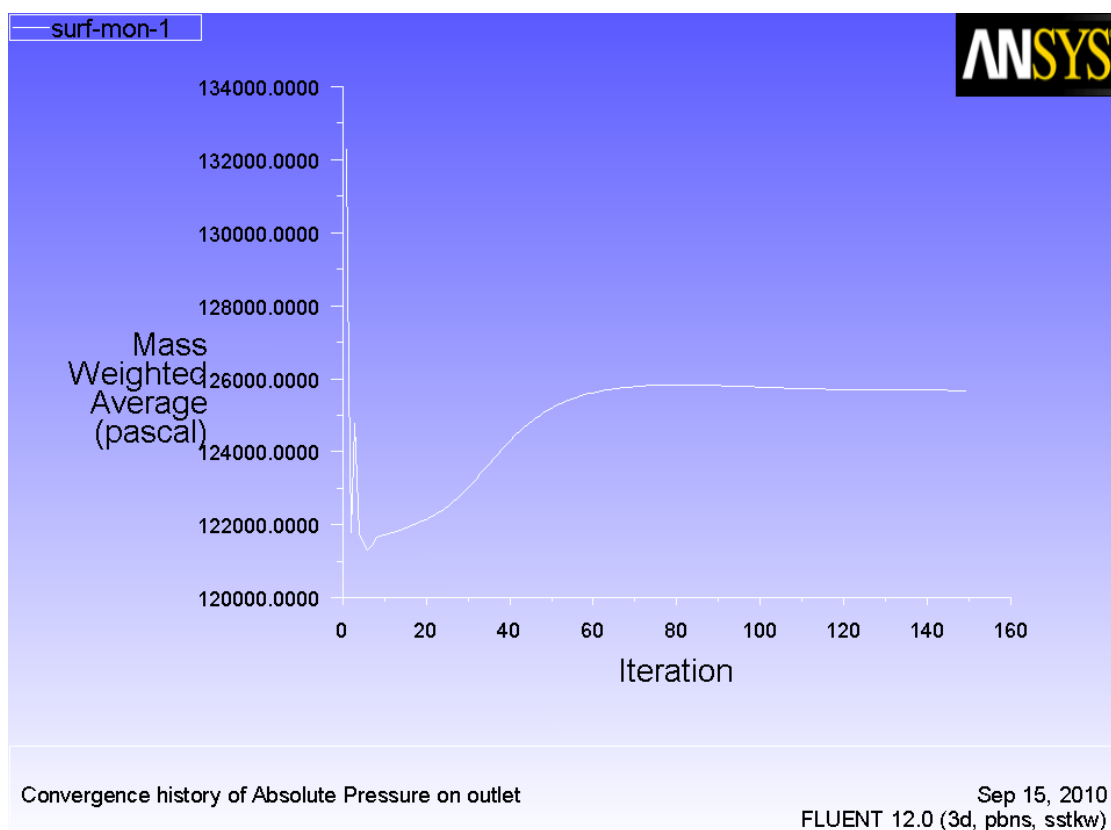
Za početak simulacije kliknemo jednom na Calculate. Tijekom procesa računanja imamo dva monitora na raspolaganju; Iterations monitor i Mass-Flow monitor preko kojih se možemo informirati o promjeni nama važnih parametara (točnost rezultata i promjena masenog toka u ovisnosti o broju iteracije). Simulacija traje oko 20 minuta nakon čega se očitavaju rezultati.

Rezultati simulacije:

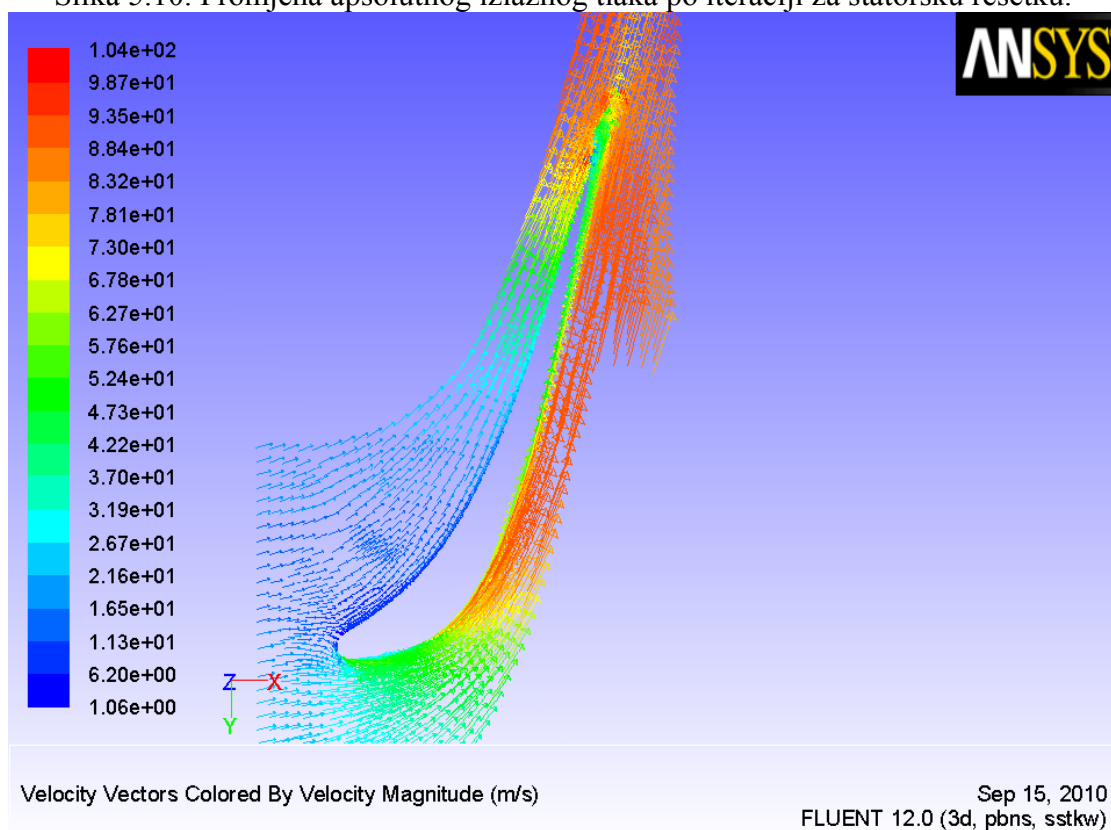


Slika 5.9. Promjena reziduala po iteraciji za statorsku rešetku.

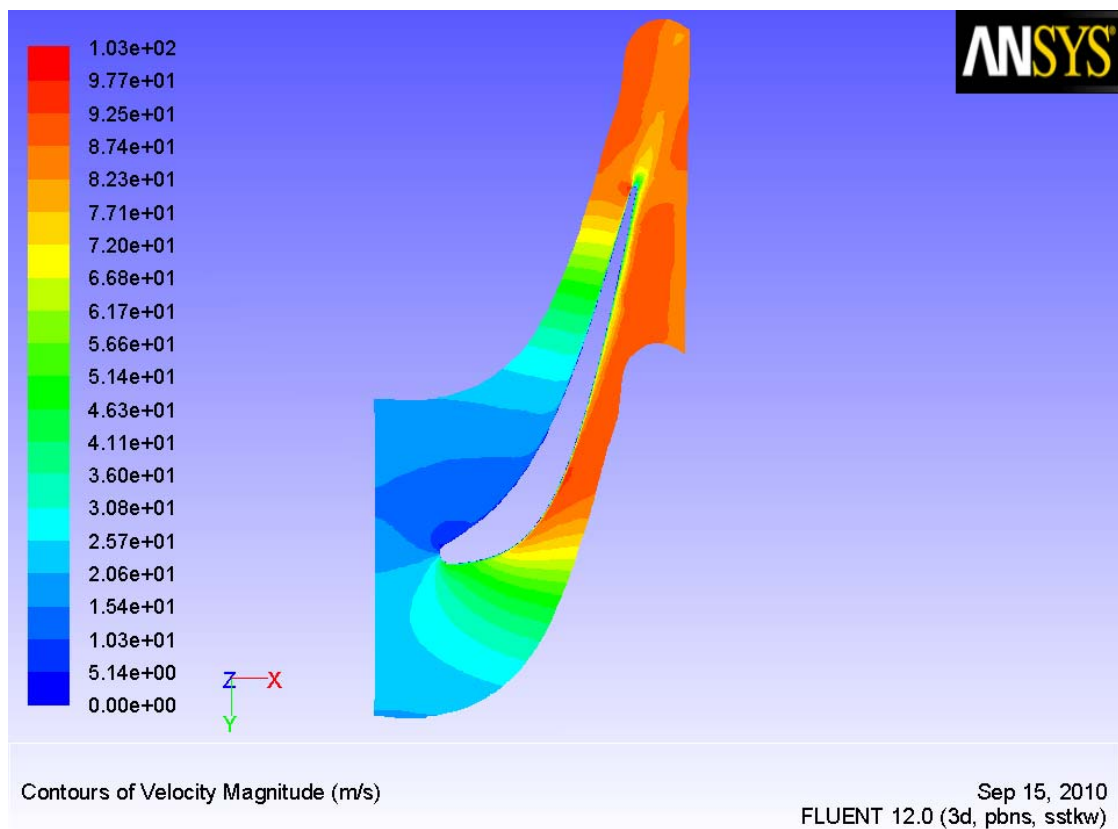
Na slici 5.10. vidi se promjena tlaka s iteracijom. Tlak na izlazu je veći za 3,3% od proračunatog, što je prihvatljivo.



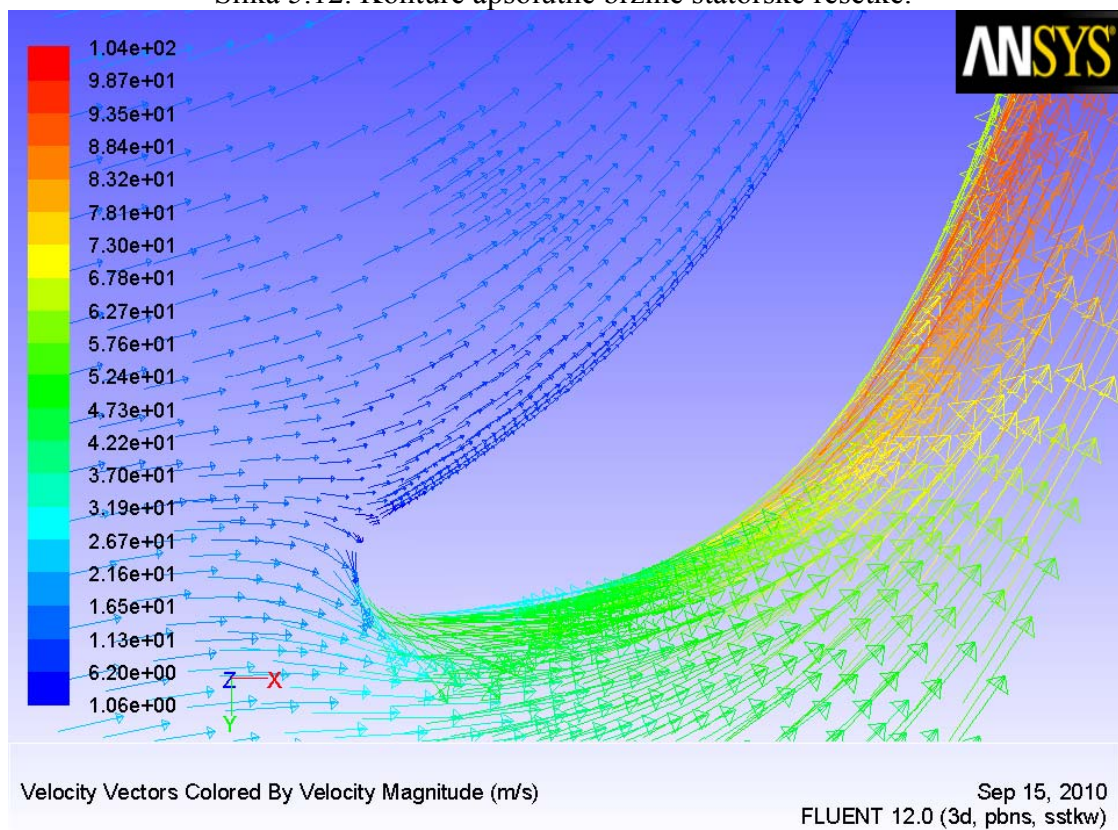
Slika 5.10. Promjena apsolutnog izlaznog tlaka po iteraciji za statorsku rešetku.



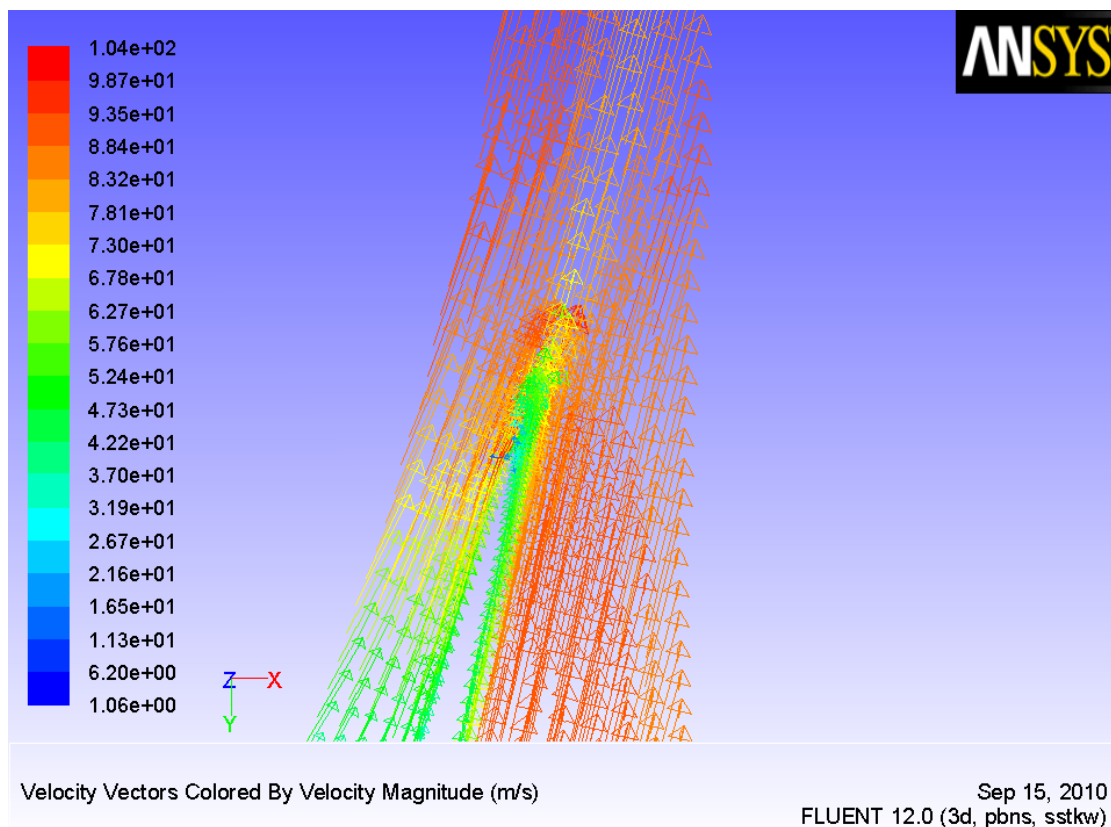
Slika 5.11. Vektori apsolutne brzine statorske rešetke.



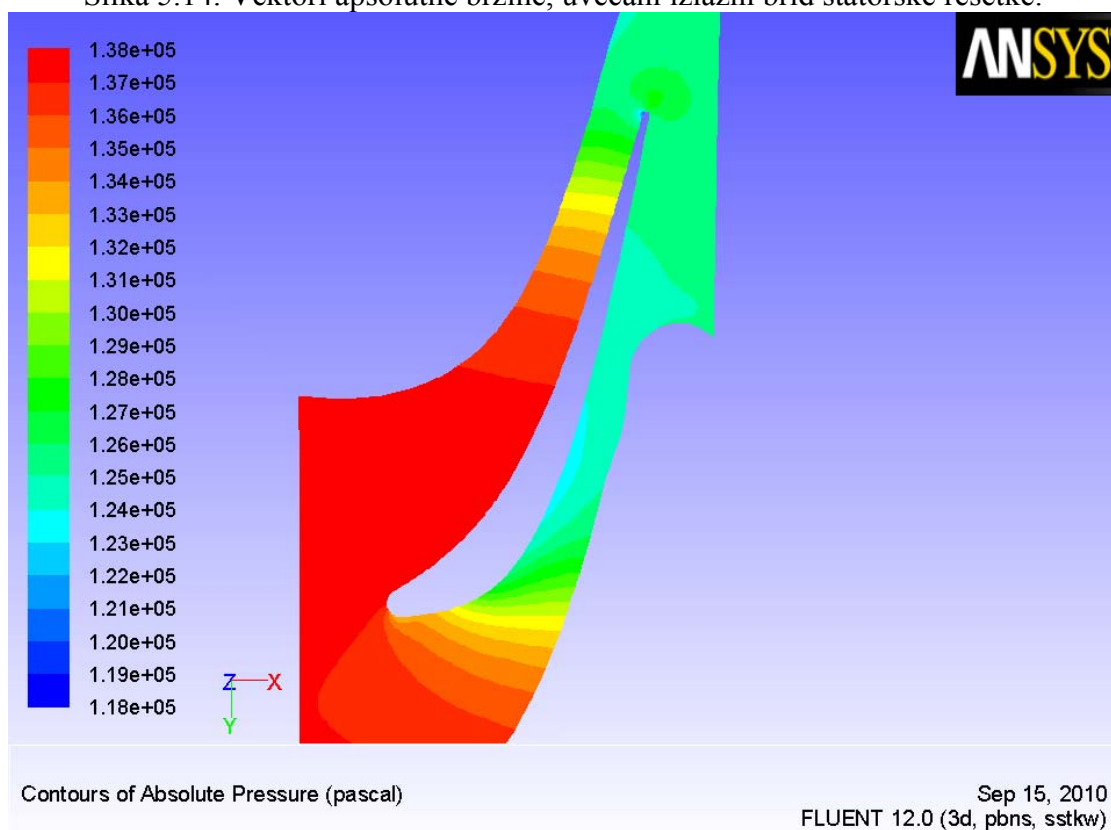
Slika 5.12. Konture apsolutne brzine statorsche rešetke.



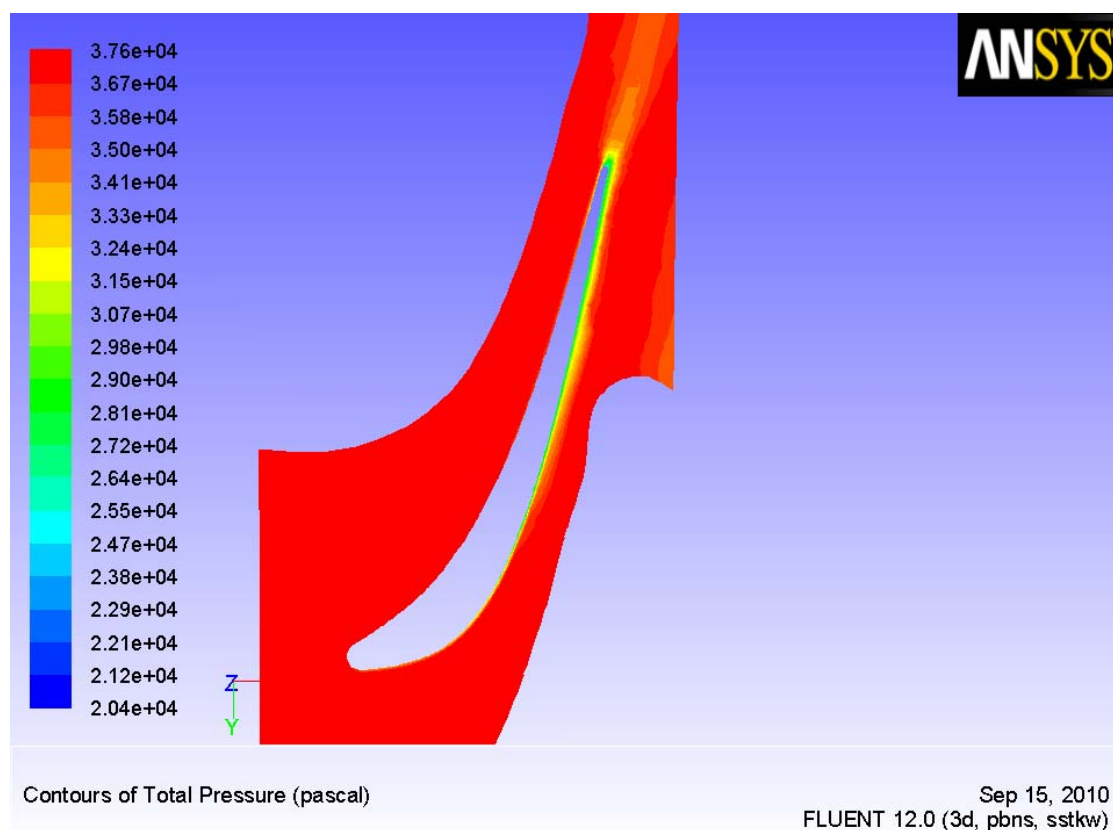
Slika 5.13. Vektori apsolutne brzine, uvećani ulazni brid statorsche rešetke.



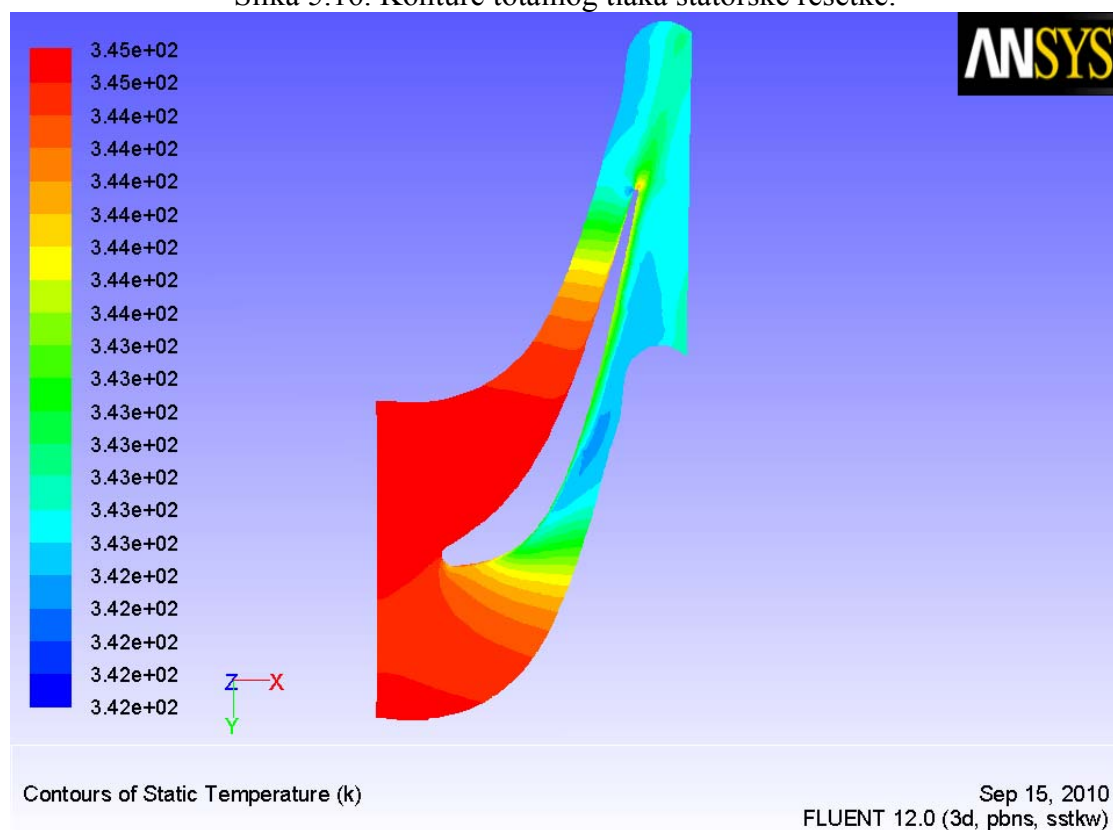
Slika 5.14. Vektori apsolutne brzine, uvećani izlazni brid statorske rešetke.



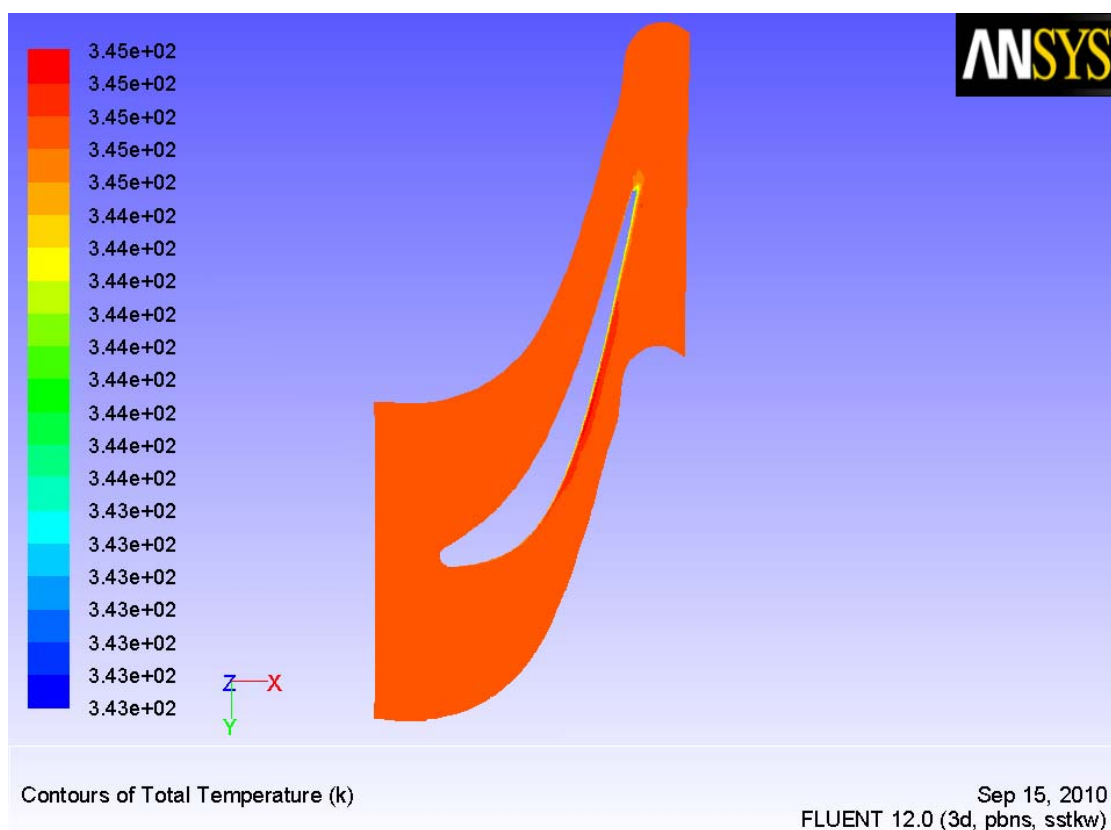
Slika 5.15. Konture apsolutnog tlaka statorske rešetke.



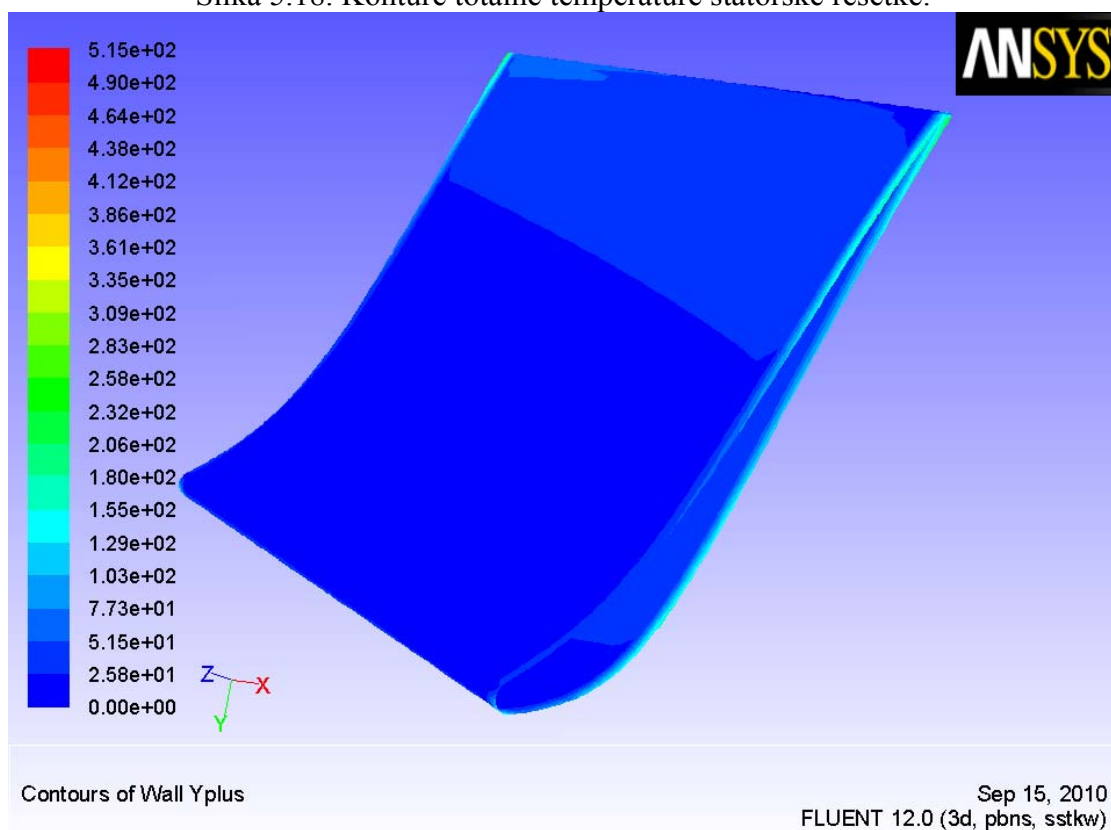
Slika 5.16. Konture totalnog tlaka statorske rešetke.



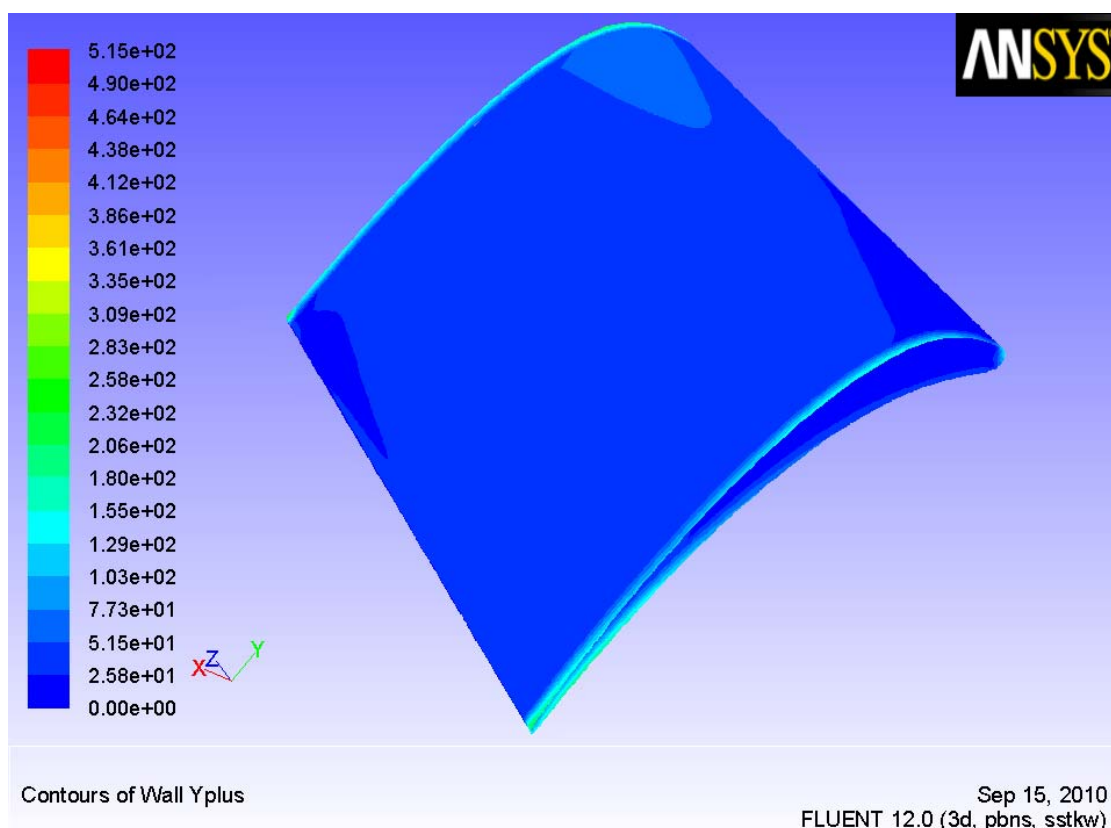
Slika 5.17. Konture statičke temperature statorske rešetke.



Slika 5.18. Konture totalne temperature statorsche rešetke.



Slika 5.19. Konture y^+ vrijednosti na tlačnoj strani profila statorsche rešetke.



Slika 5.20. Konture y^+ vrijednost na potlačnoj strani profila statorsche rešetke.

Na slici 5.11. vid se da nema vrtložnog strujanja što je zadovoljavajuće. Na slikama 5.13 i 5.14. vidi se glatko nastrujanje na ulaz lopatice odnosno tangencijalni izlaz mlaza iz lopatice. Na slici 5.15. vidi se kako je pad tlaka postepen što znači da je i rast brzine strujanja postepen, što je pozitivna karakteristika.

Vrijednosti y^+ označavaju kvalitetu mreže i rezultata na površini lopatice. Vrijednost bi se trebala kretati između 20 i 60. U našem slučaju se kreće u tim granicama što znači da možemo reći da je kvaliteta mreže dobra.

5.3. Numerička simulacija statorsche rešetke

5.3.1. Priprema u Gambitu

Sve što je bilo napisano za statorskú lopaticu, vrijedi i za rotorsku. U nastavku će biti prikazane samo razlike. Također se i turbo.tur datoteka izrađuje na isti način.

Postavke u Tools → Turbo →

→ Slide Virtual Vertex

- ulazni dio kontrolnog volumena je nešto izmjenjen (vidjeti će se na slikama). Linija kojom se određuje oblik kontrolnog volumena na ulazu postavljena je kao da fluid tangencijalno nastrojava u ulaz.

→ Create Turbo Volume

- broj lopatica 77, podjela kontrolnog volumena na dva dijela → Spanwise sections 2.

→ Create Boundry Layer

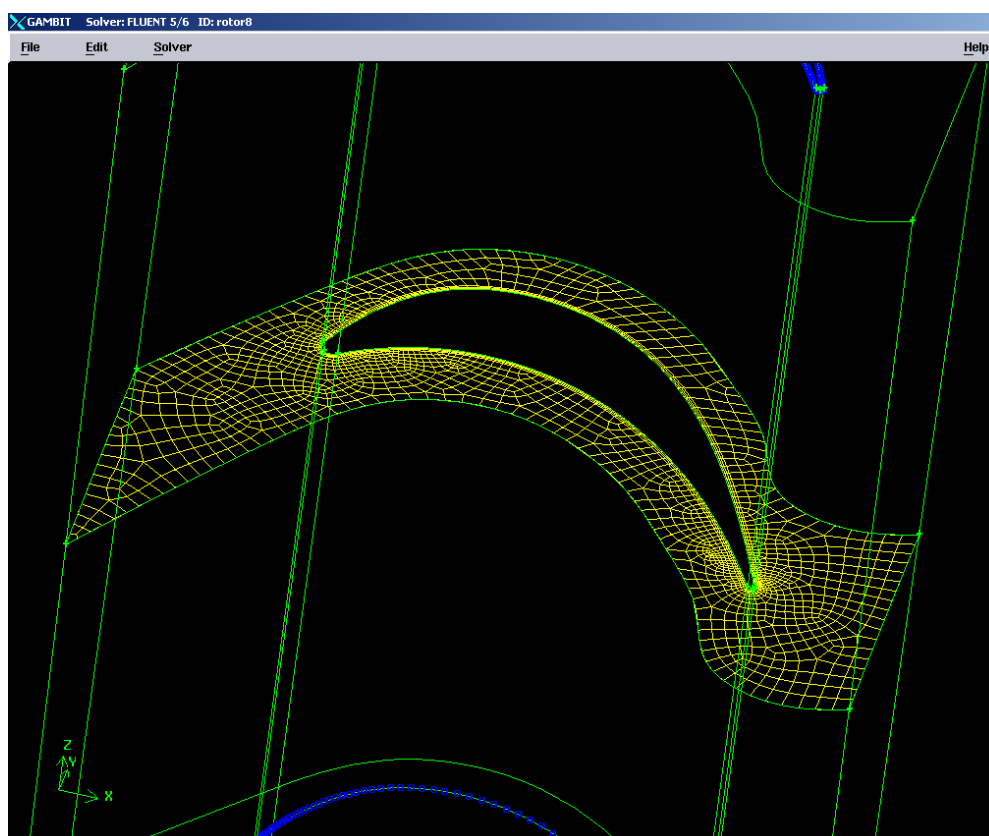
- Algorithm Uniform,
- First Row 0,04,
- Growth factor 1,2,
- Rows 3,
- uključena opcija Internal Continuity.

Meširanje tlačne i potlačne strane izvodi se na jednak način, i sa istim parametrima kao u slučaju statorske lopatice.

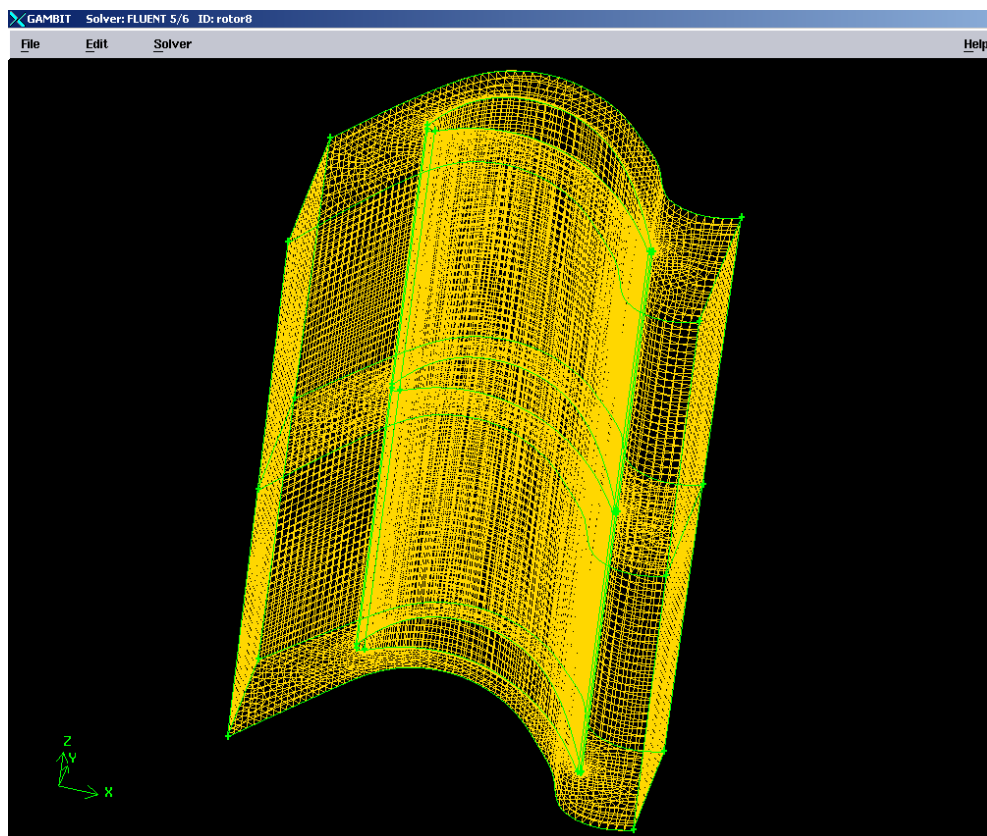
Meširanje srednje površine, kao i kontrolnog volumena, izvodi se na jednak način (iteracija), ali se iteracija mora ponovo provesti. U slučaju rotora, odabran je interval od 0,4 s kojim se broj dobivenih kontrolnih volumena iznosio 140 000.

Prije simulacije s 140 000 kontrolnih volumen, bila je napravljena i jedan simulacija sa 59 000 kontrolnih volumena. Budući da se rezultati vrlo malo razlikovali, uzeti su rezultati od slučaja sa 140 000 kontrolnih volumena. Iz toga je izveden zaključak da će 97 000 kontrolnih volumena kod statorske lopatice biti zadovoljavajuće. Simulacija rotora bila je prva, a statora druga koja je bila napravljena.

U nastavku sljede slike iz Gambita za rotorsku lopaticu:



Slika 5.21. Meširana srednja površina rotorske rešetke.



Slika 5.22. Meširani kontrolni volumen rotorske rešetke.

5.3.2. Numerička simulacija rotorske lopatice u Fluent-u i rezultati

Prvo se, kao i kod statora, učitava mreža kontrolnih volumena. Zatim se podešavaju postavke za simulaciju.

General:

- Scale:
 - Mesh was created in mm
 - Stisnuti Scale
- Solver
 - Type: Density-Based
 - Velocity Formulation: Absolute
 - Time: Steady

Models – sve ostaje nepromijenjeno osim:

- Energy: On
- Viscous
 - k-omega (2 eqn)
 - k-omega model: SST
 - sve ostalo unutar Viscous ostaje nepromijenjeno.
- Svi ostali modeli su isključeni.

Materials – air, ali sa svojstvima izopentana na ulazu u rotor.

- Air
 - Density: Ideal-gas
 - Cp (Specific Heat): 1889 J/kgK
 - Thermal Conductivity: 0,02 W/mK
 - Viscosity: 8,355e-06 kg/ms
 - Molecular Weight: 72.15 kg/kgmol
 - Stisnuti Change/Create.
- Ostalo ostaje nepromijenjeno.

Cell Zone Conditions – mijenja se. Mijenjamo klikom na opciju Edit:

- Rotation-Axis Direction
 - $X = -1$ [rotacija u smjeru kazaljke na satu – pravilo „lijeve ruke“]
 - Motion Type: Moving Reference Frame
 - Rotation Velocity: 628 rad/s
- Sve ostale vrijednosti unutar opcije Edit ostaju nepromijenjene.

Boundry Conditions (*rubni uvjeti*):

- Casing
 - Wall motion: Moving Wall
 - Motion: Absolute, Rotational
 - Rotation-Axis Direction: $X=-1$ [rotacija u smjeru kazaljke na satu – pravilo „lijeve ruke“]
 - Speed: 628 rad/s
 - sve ostalo ostaje nepromijenjeno.
- Default-interior – nepromijenjeno.
- Hub
 - Wall motion: Moving Wall
 - Motion: Absolute, Rotational
 - Rotation-Axis Direction: $X=-1$ [rotacija u smjeru kazaljke na satu – pravilo „lijeve ruke“]
 - Speed: 628 rad/s
 - sve ostalo ostaje nepromijenjeno.
- Inlet – Momentum prozor:
 - Reference frame: Relative to Adjacent Cell Zone
 - Gauge Total Pressure: 20375 Pa (constant)
 - Supersonic/Initial Gauge Pressure: 20200 Pa (constant)
 - Direction Specification Method: Direction Vector
 - Coordinate System: Cartesian (X, Y, Z)
 - X-Component of Flow Direction: 0,5693 (Constant)
 - Y-Component of Flow Direction: 0,8221 (Constant)
 - Z-Component of Flow Direction: 0 (Constant)
 - Turbulence – Intensity and Viscosity Ratio:
 - Backflow Turbulent Intensity = 1%
 - Backflow Turbulent Viscosity Ratio = 15
- Inlet – Thermal prozor:
 - Total temperature: 343,2 K (constant)

Važno! Tlakovi su manometarski. Važno je da pod postavkom Operating Conditions (glavno sučelje) ostane Operating Pressure 101325 Pa.

Komponente strujanja predstavljaju komponente jediničnog vektora ulazne brzine.

$$X = \sin \beta_1$$

$$Y = \cos \beta_1$$

- Outlet – Momentum prozor:
 - Gauge Pressure: 16075 Pa (constant)
 - Backflow Direction Specification Method: Normal to Boundry
 - Uključiti Radial Equilibrium Pressure Distribution.
 - Turbulence – Intensity and Viscosity Ratio:
 - Backflow Turbulent Intensity = 1%
 - Backflow Turbulent Viscosity Ratio = 15
- Outlet – Temperature prozor:
 - Backflow Total Temperature: 341,7 K (constant)
- Periodic
 - Periodic Type: Rotational
 - Periodic Pressure Jump: 0 Pa
- Pressure:
 - Wall motion: Moving Wall
 - Motion: Absolute, Rotational
 - Rotation-Axis Direction: X=-1 [rotacija u smjeru kazaljke na satu – pravilo „lijeve ruke“]
 - Speed: 628 rad/s
 - sve ostalo ostaje nepromijenjeno.
- Suction:
 - Wall motion: Moving Wall
 - Motion: Absolute, Rotational
 - Rotation-Axis Direction: X=-1 [rotacija u smjeru kazaljke na satu – pravilo „lijeve ruke“]
 - Speed: 628 rad/s
 - sve ostalo ostaje nepromijenjeno.

Dynamic Mesh

- sve ostaje nepromijenjeno (opcija Dynamic Mesh mora ostati isključena).

Reference Values:

- Compute from: Ulaz
- Reference Values: Ne mijenjati.
- Reference zone: Fluid.

Solution Methods:

- Pressure-Velocity Coupling:
 - Scheme: SIMPLE
- Spatial Discretization:
 - Gradient: Least Square Cell Based
 - Pressure: Second Order
 - Momentum: Second Order Upwind
 - Turbulent Kinetic Energy: Second Order Upwind
 - Specific Dissipation Rate: Second Order Upwind

Solution Controls

- Courant Number: 0,5
- Turbulent Kinetic Energy: 0,5

Važno! Budući da će simulaciji trebati dosta vremena da se stabilizira (zbog složenog gibanja), preko Courantovog broja se kontrolira konvergencija rezultata. Ukoliko se postavi da je prevelik, dijagram reziduala dobije veliki skok te mu nakon toga treba dugo da se oporavi. Zbog toga je dobro svakih 50 – 150 iteracija (u početku manji, a kasnije veći korak) povećati Courantov broj za 0,5 – 2. Ovo će se u rezultatima vidjeti kao mali skokovi reziduala. Nakon tih skokova, reziduali počinju opadati, što je pozitivno.

Monitors – podesiti slijedeće:

- Residuals – isključiti konvergenciju svih reziduala.
- Surface Monitors – postaviti praćenje promjene masenog protoka u zavisnosti o broju iteracije (Mass Flow Rate, Absolute Pressure vs. Iteration, Print, Plot).
- Ostalo ostaje nepromijenjeno.

Solution Initialization:

- Compute from: Inlet
- Reference Frame: Absolute
- Stisnuti Initialize

Calculation Activities

- sve ostaje nepromijenjeno.

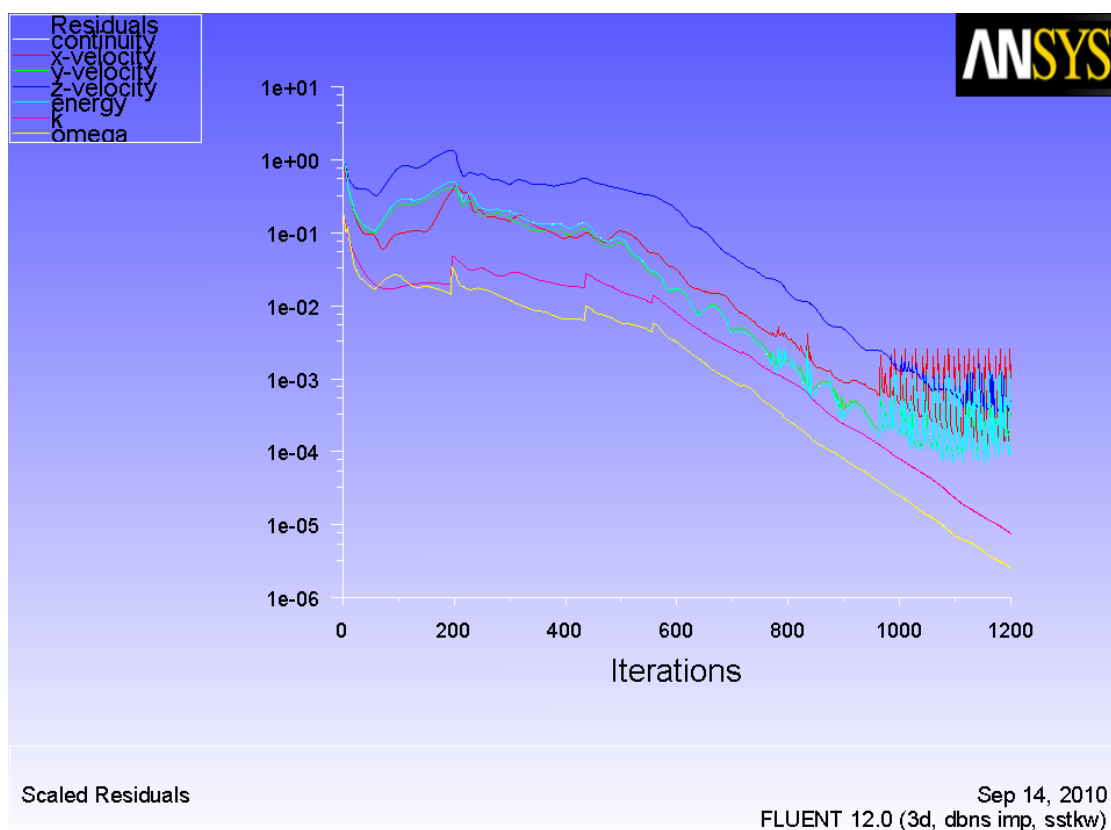
Run Calculation:

- Number of Iterations: 1200 [strujanje je složeno pa stoga treba više iteracija da se reziduali ustabile].
- Reporting Interval: 1
- Profile Updating Interval: 1

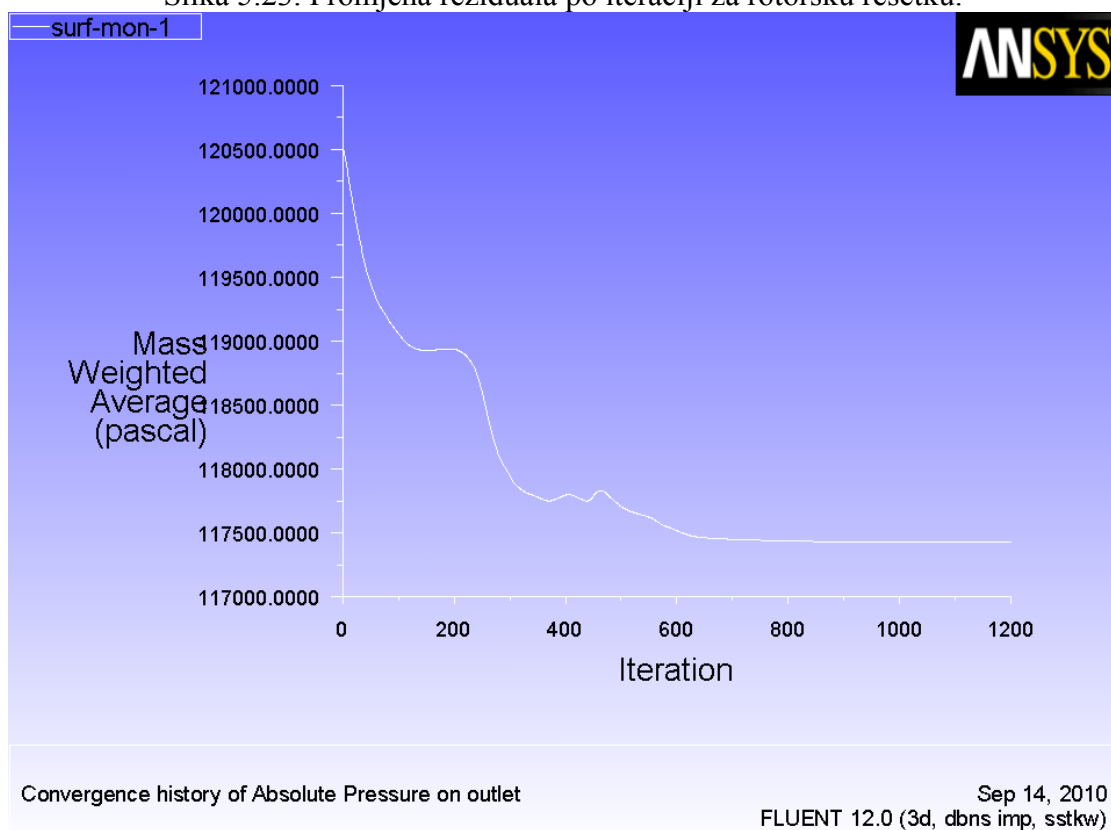
Za početak simulacije kliknemo jednom na Calculate. Tijekom procesa računanja imamo dva monitora na raspolaganju; Iterations monitor i Mass-Flow monitor preko kojih se možemo informirati o promjeni naših važnih parametara (točnost rezultata i promjena masenog toka u ovisnosti o broju iteracije).

Simulacija traje oko 1,5 sat nakon čega očitavamo rezultate.

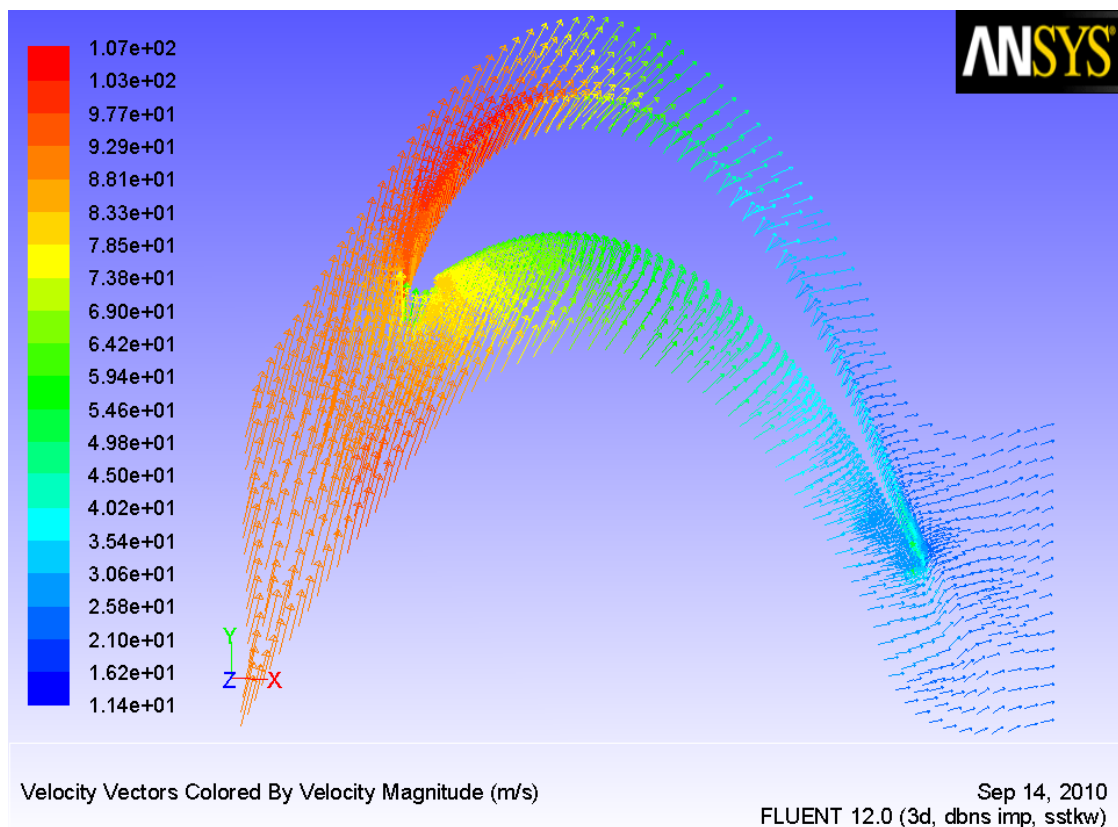
Rezultati simulacije:



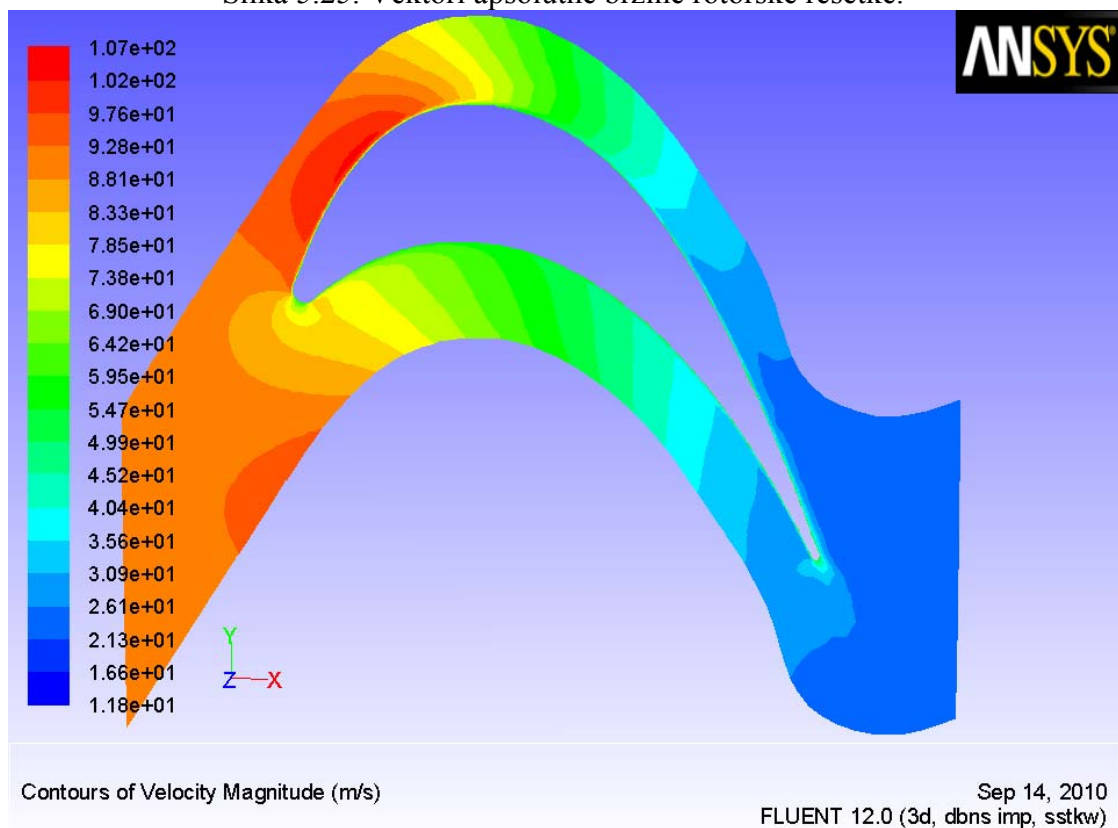
Slika 5.23. Promjena reziduala po iteraciji za rotorsku rešetku.



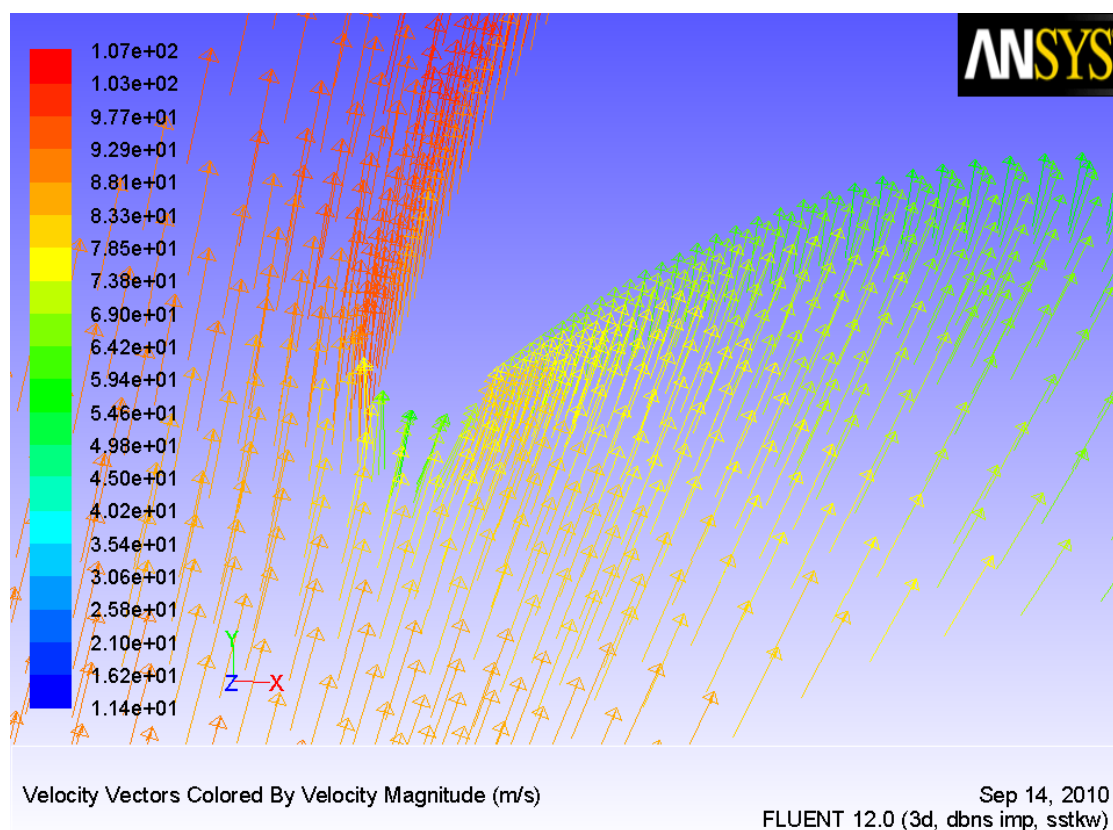
Slika 5.24. Promjena izlaznog apsolutnog tlaka po iteraciji za rotorsku rešetku.



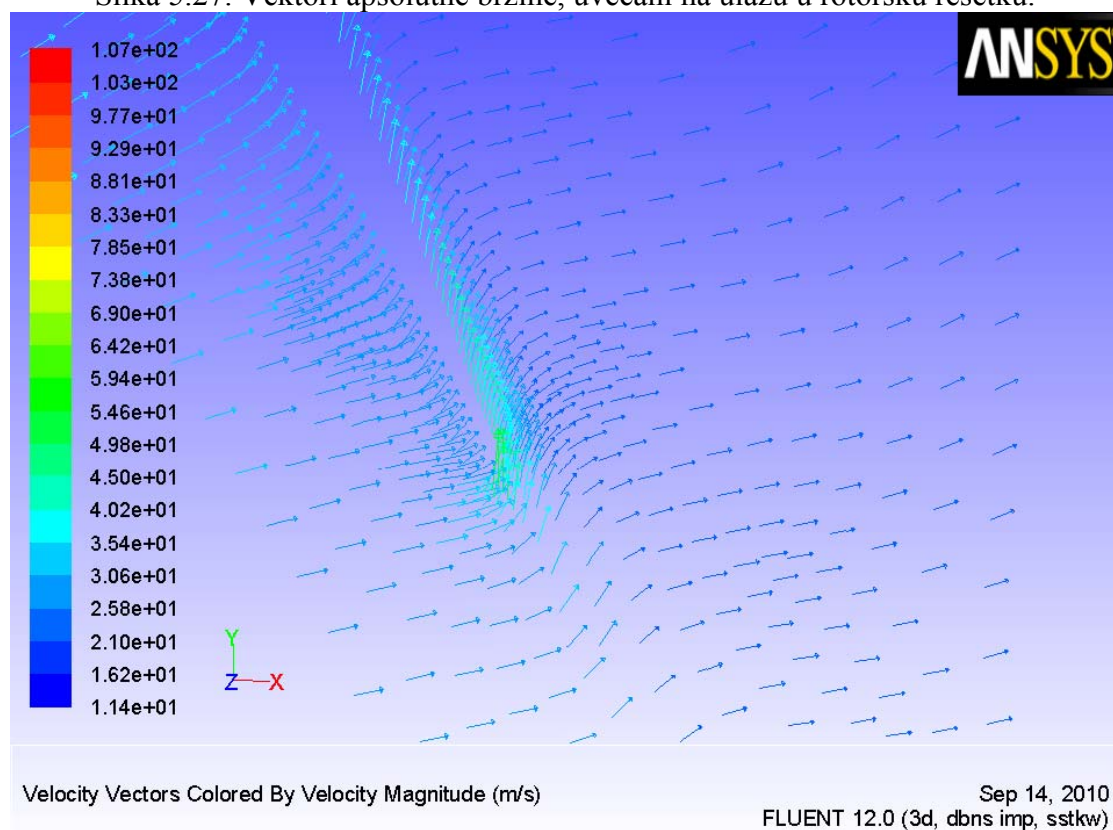
Slika 5.25. Vektori apsolutne brzine rotorske rešetke.



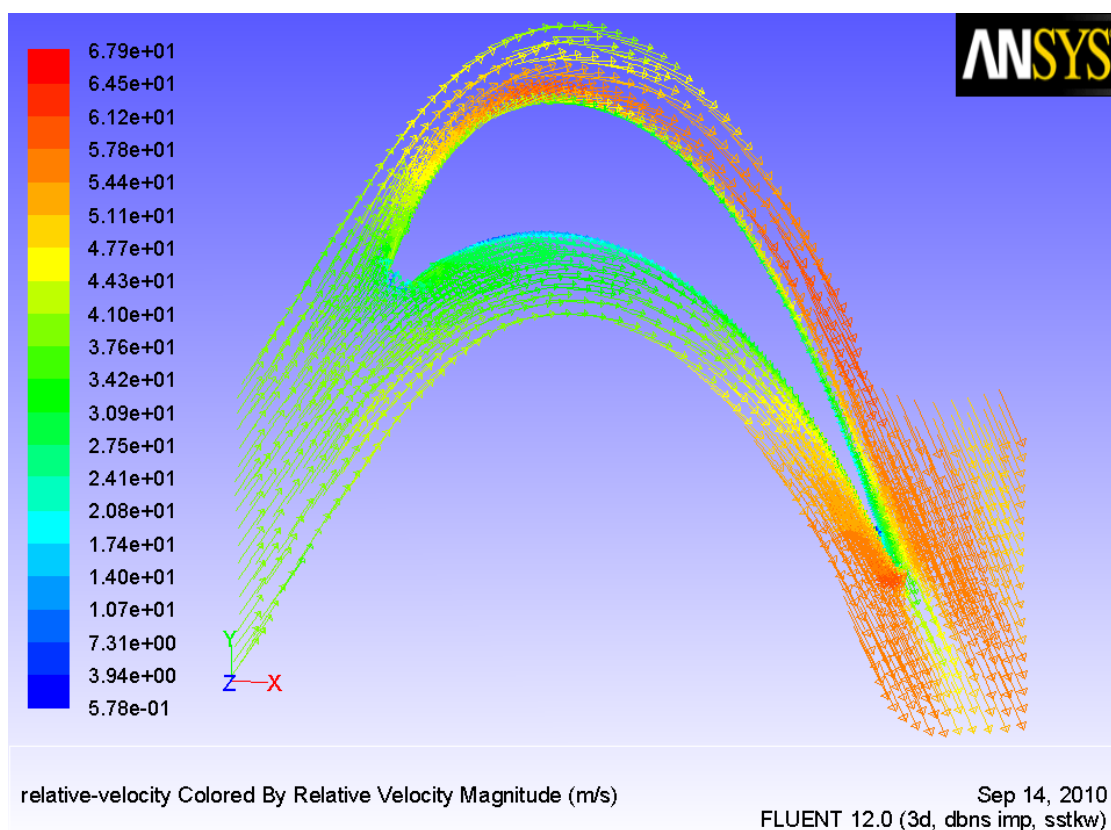
Slika 5.26. Konture apsolutne brzine rotorske rešetke.



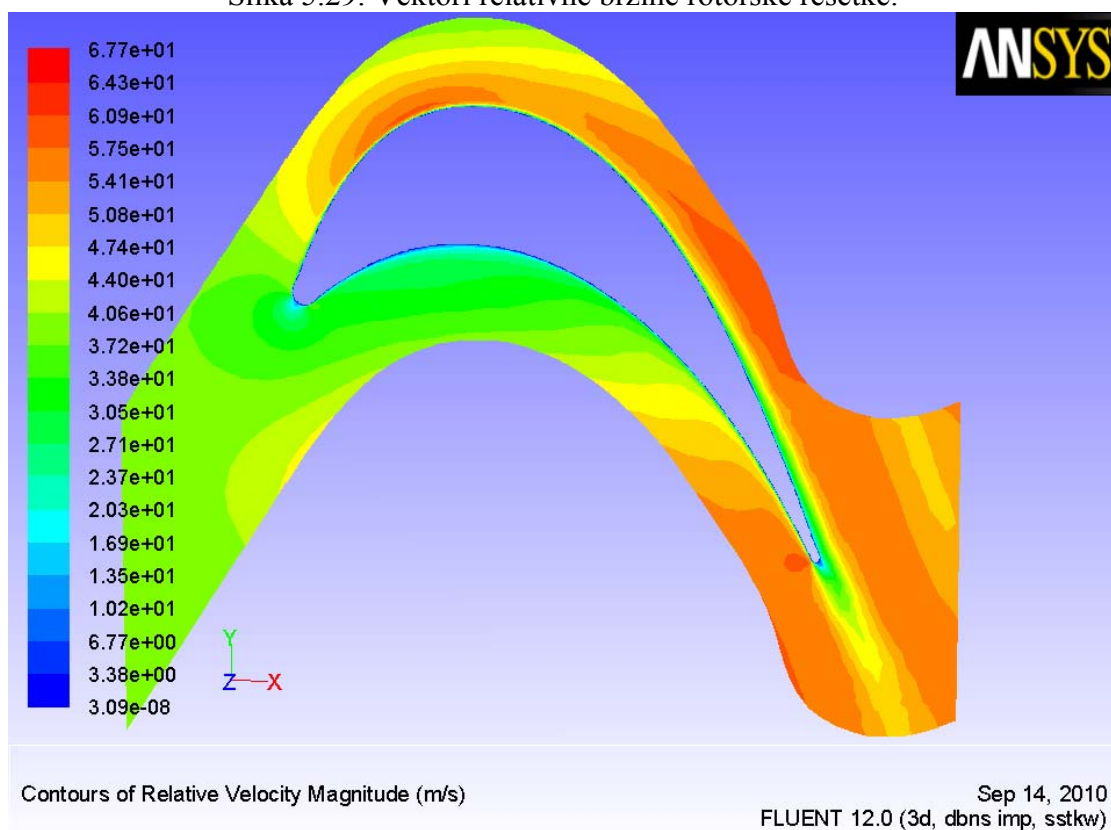
Slika 5.27. Vektori apsolutne brzine, uvećani na ulazu u rotorsku rešetku.



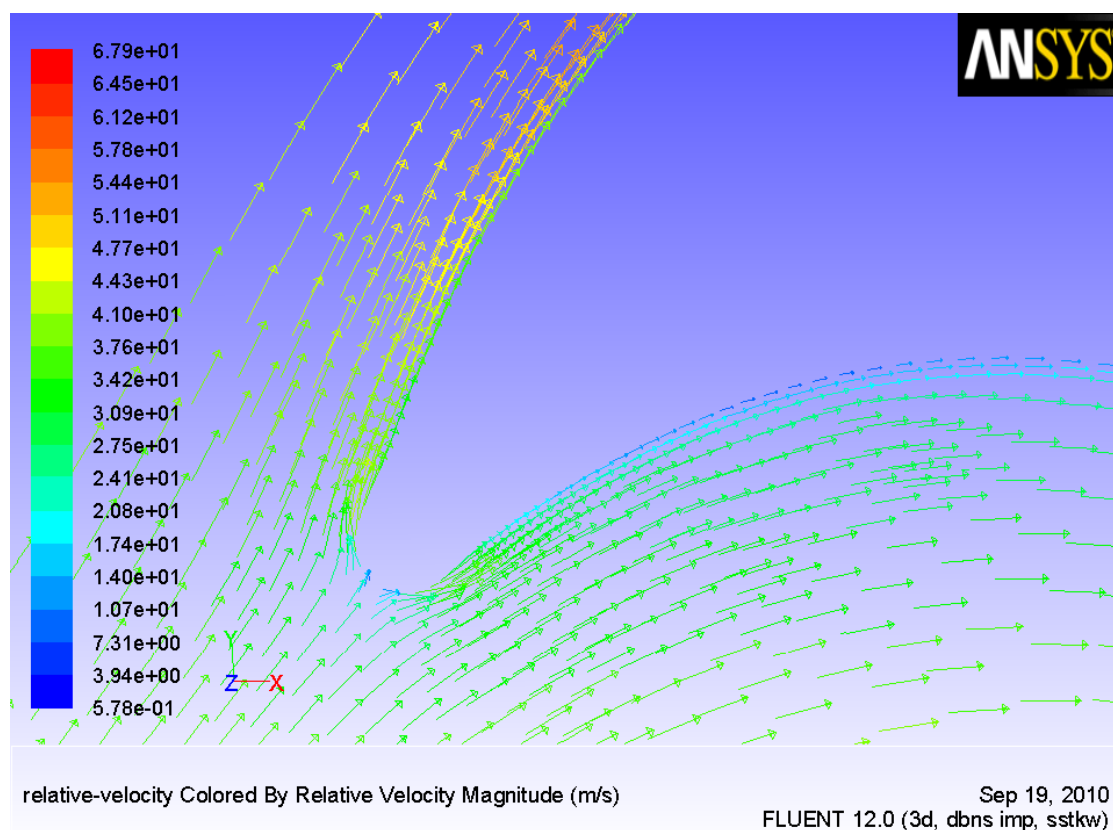
Slika 5.28. Vektori apsolutne brzine, uvećani na izlazu iz rotorske rešetke.



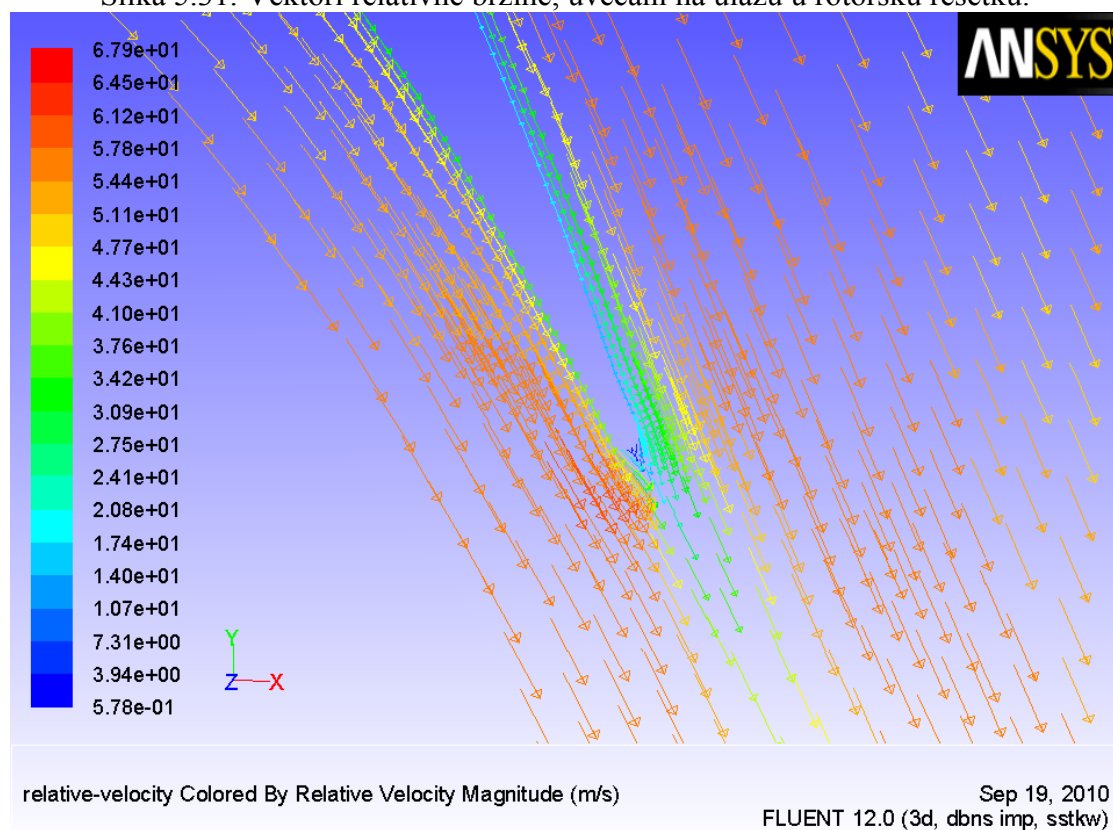
Slika 5.29. Vektori relativne brzine rotorske rešetke.



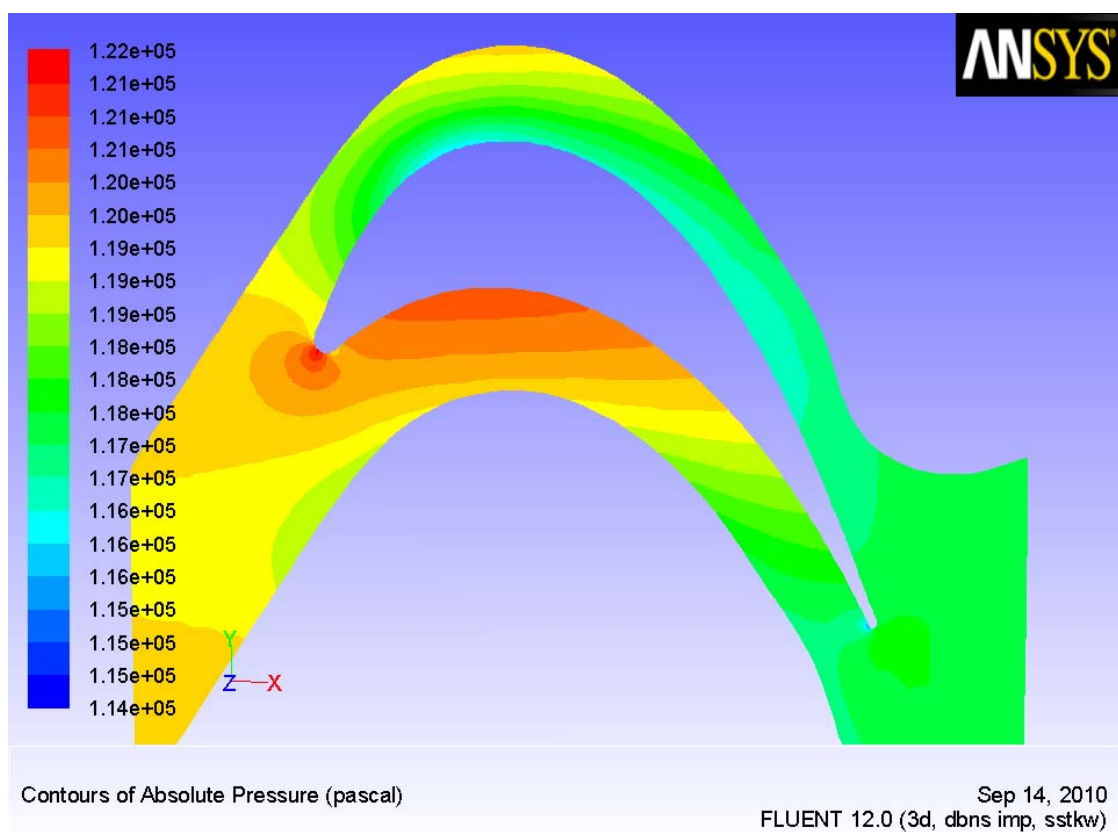
Slika 5.30. Konture relativne brzine rotorske rešetke.



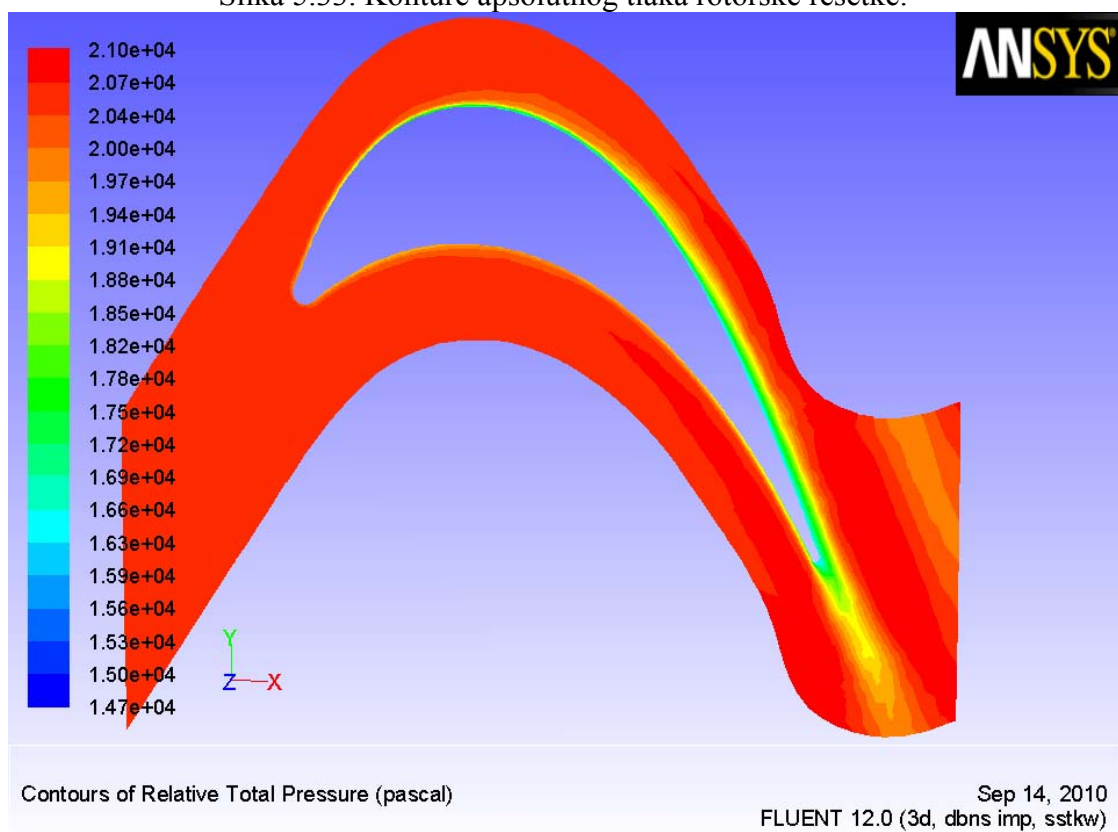
Slika 5.31. Vektori relativne brzine, uvećani na ulazu u rotorsku rešetku.



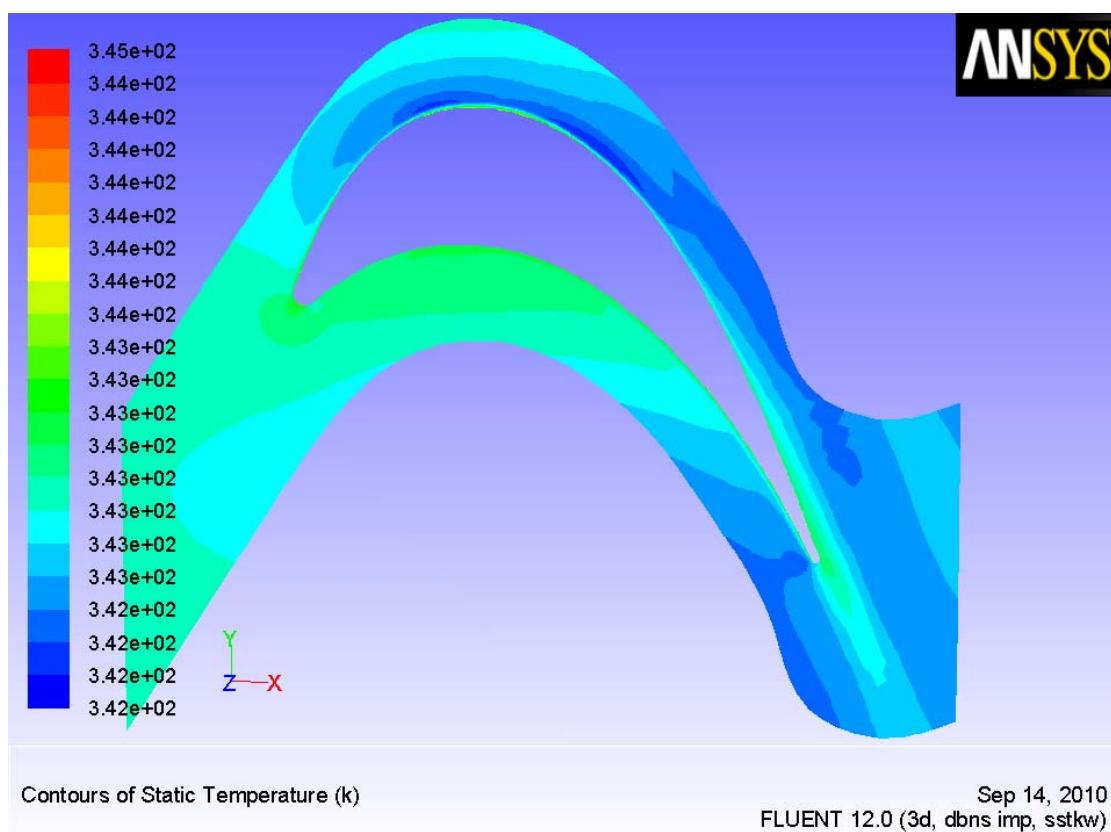
Slika 5.32. Vektori relativne brzine, uvećani na izlazu iz rotorske rešetke.



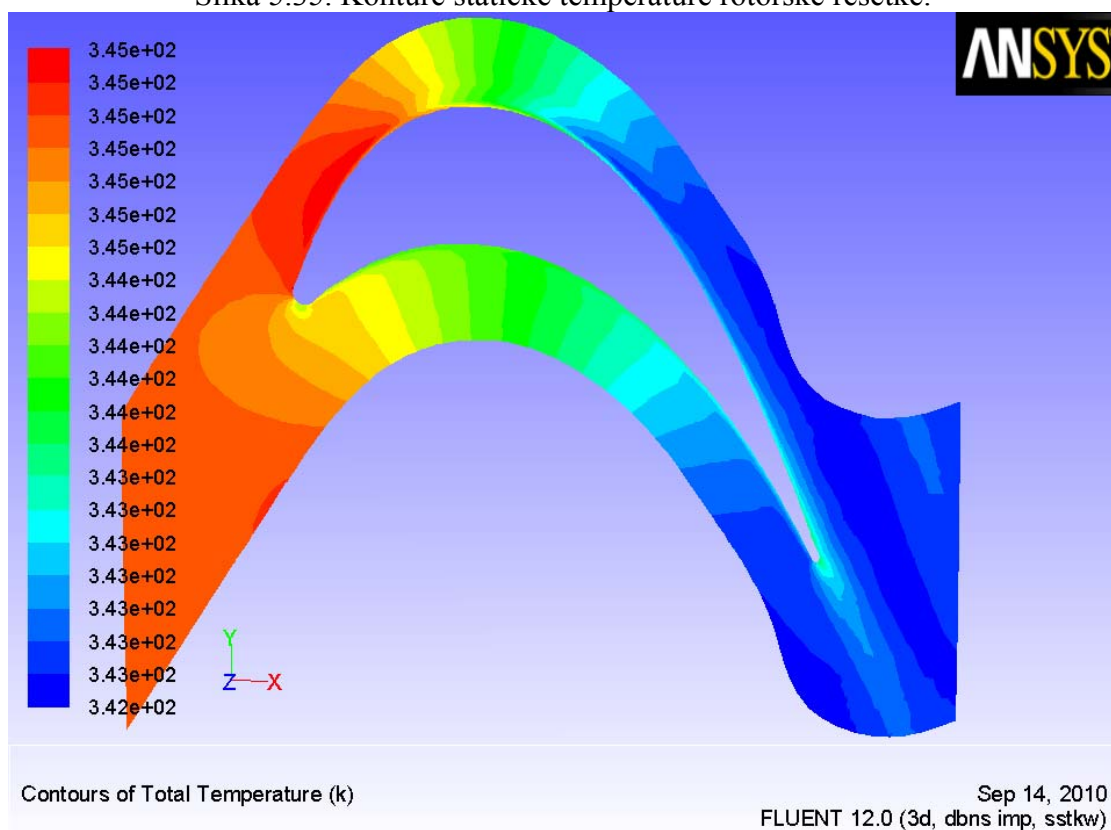
Slika 5.33. Konture apsolutnog tlaka rotorske rešetke.



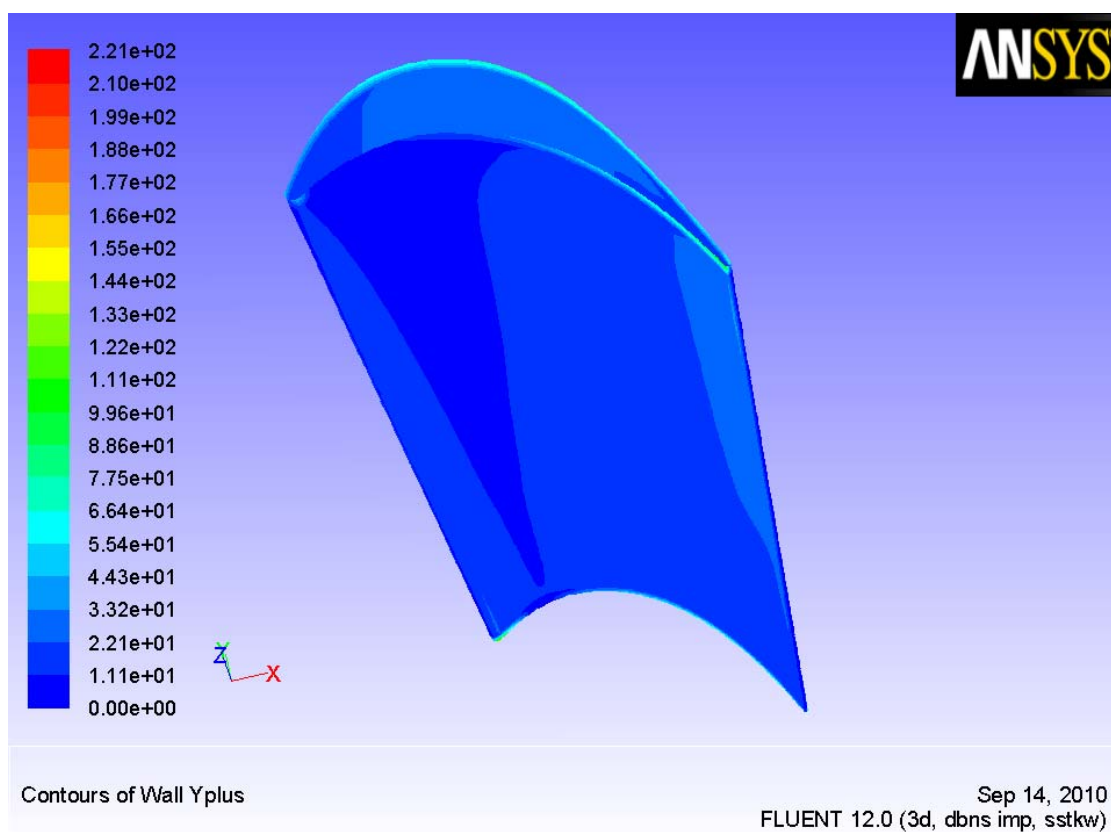
Slika 5.34. Konture relativnog totalnog tlaka rotorske rešetke.



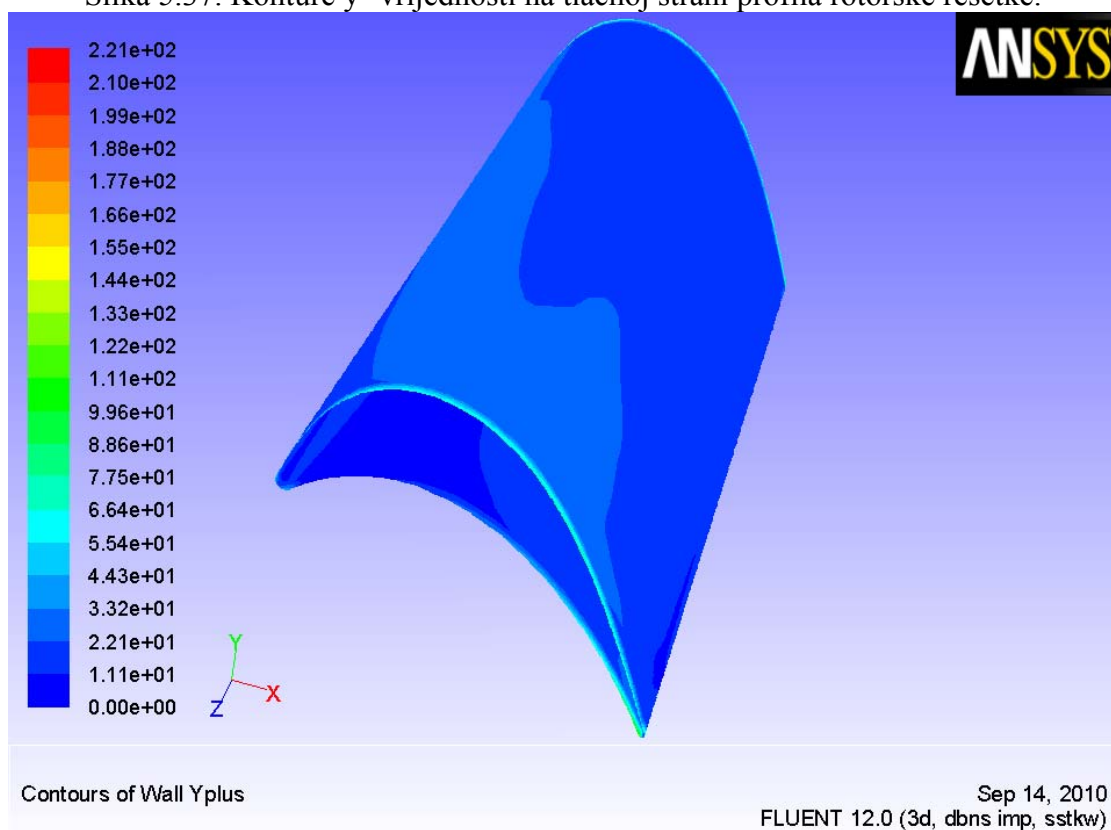
Slika 5.35. Konture statičke temperature rotorske rešetke.



Slika 5.36. Konture totalne temperature rotorske rešetke.



Slika 5.37. Konture y^+ vrijednosti na tlačnoj strani profila rotorske rešetke.



Slika 5.38. Konture y^+ vrijednosti na potlačnoj strani profila rotorske rešetke.

6. ZAKLJUČAK

Provedeni proračun u ovom diplomskom radu pokazao je da se korištenjem topline ispušnih dimnih plinova, u Organskom Rankineovom ciklusu može dobiti 57 kW snage na vratilu turbine odnosno 51 kW na stezaljkama generatora, uz iskoristivost električnog generatora od 0,9. To je 9,2 % od ukupne snage koju motor s unutarnjim izgaranjem daje na izlaznom vratilu.

Ovo znači povišenje ukupne iskoristivosti postrojenja za 3,7 %. Iako tih 51 kW ne izgleda puno, ako pretpostavimo da će ovakvih postrojenja biti stotine, možda i tisuće, to znači MW-e ili čak desetke MW-a električne energije.

Vidi se da se može uštediti značajno goriva, a samim time i novca. U Hrvatskoj postoje dobre predispozicije za izgradnju ovakvih postrojenja. Bioplin se može dobiti s odlagališta smeća, a uz upotrebu separacije, čak i s udjelom od >90% metana. Dovoljno se samo sjetiti koliko odlagališta ima u Hrvatskoj na kopnu, ali i na otocima.

S druge strane, proračun je pokazao da su izmjenjivačke površine značajne, a time i investicijski troškovi. Zbog ovoga će konačni odgovor o isplativosti dati jedna tehno-ekonomska analiza.

7. POPIS LITERATURE

- [1] [Wikipedija](#): Engleska, njemačka i mađarska verzija.
- [2] Lemmon, E.W. and Span, R., "Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids", J. Chem. Eng. Data, 51:785-850, 2006.
- [3] Slipčević, Boris: Razmjenjivači topline, Beograd, 1989.
- [4] Proračun cilindričnih plašteva izvrnutih vanjskom tlaku (eng. Pressure vessels, Design of pressure vessels) , Norma M.E2.254.
- [5] Opći zahtjevi za proračun cilindričnih i kuglastih plašteva, Norma M.E2.250.
- [6] Kraut, Bojan: Strojarski priručnik; čelici za kotlovski lim, čvrstoća (naprezanja).
- [7] Posude pod tlakom, proračun cijevi izvrnutih djelovanju unutrašnjeg ili vanjskog tlaka (eng. Tube under internal or exterior pressure overload), Norma M.E2.260.
- [8] Proračun cilindričnih i kuglastih plašteva izvrnutih djelovanju unutrašnjeg tlaka (eng. Pressure vessels, Design of pressure vessels), Norma M.E2.253.
- [9] Proračun izreza u cilindrima, konusima i kuglama izvrnutim djelovanju unutarnjeg tlaka (eng. Pressure vessels, Design of pressure vessels), Norma M.E2.256.
- [10] Galović, Antun: Termodinamika II (str. 103), Zagreb, 2003.
- [11] Deutz Power Systems, TCG 2016 V12., The gas engine.
- [12] Toplinske tablice, FSB Zagreb, interno izdanje.
- [13] http://www.cumminswestport.com/fuels/fuel_specification.php
- [14] Edicija „Tehnika hlađenja“ 5, osnovni izrazi prijenosa topline (3.7.4 Isparavanje).
- [15] Guzović, Zvonimir: Podloge za vježbe iz predmeta Turbostrojevi II, Zagreb, 1994.
- [16] Mušec, Ivan: Diplomski rad, Sveučilište u Zagrebu – Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2008.
- [17] www.mathos.hr/elementarna/Vjezbe/kosokutan.pdf
- [18] Tuković, Željko: Magistarski rad, Sveučilište u Zagrebu – Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2001.
- [19] http://my.fit.edu/itresources/manuals/gambit2.3/help/html/tutorial_guide/tg08.htm